



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Industrial

PROYECTO FIN DE CARRERA

MODELADO Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS CON ADAMS. APLICACIÓN A SISTEMAS DE RODAMIENTO DE BOLAS

Autor:

JUAN FRANCISCO SELAS HERNANDO

Director:

HIGINIO RUBIO ALONSO

Leganés, julio de 2012

Título: MODELADO Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS CON ADAMS. APLICACIÓN A SISTEMAS DE RODAMIENTO DE BOLAS.

Autor: Juan Francisco Selas Hernando

Director: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

El desarrollo del presente Proyecto Fin de Carrera se ha llevado a cabo en una época muy dura de mi vida, tanto ha sido así, que me he visto incluso obligado en algunos momentos a parar la evolución de este bonito trabajo.

Por suerte siempre he estado acompañado de gente que sin saberlo me ha mostrado el camino a seguir para conseguir disfrutar del gran esfuerzo que ha supuesto culminar este proyecto.

Quiero agradecer a mis compañeros de Universidad todo lo que me han ayudado siendo el espejo en el que mirarme. He tenido una suerte inmensa por conocer a gente tan llena de humildad y con una capacidad abismal para afrontar todos los retos con un gran optimismo.

Gracias a todos los amigos por hacerme pasar tan buenos momentos y por seguir contado conmigo a pesar del poco tiempo que os he dedicado.

Gracias a toda la familia porque siempre estáis ahí.

A mi madre por demostrarme día a día que trabajar muy duro es el camino que logra que los sueños se hagan realidad.

A mi hermano, por ofrecerme siempre su punto de vista de todo aquello que le llama la atención.

A mi novia, por hacerme la vida más fácil y mostrarme que hacer las cosas bien hechas es el mejor modo de vivir plenamente.

Este proyecto se lo dedico especialmente a mi Padre, por que hoy hubiera sido uno de los días más felices de su vida, por hacer de la paciencia una virtud.

Resumen

El proyecto descrito en la presente memoria presenta como objetivo principal el modelado y la simulación del rodamiento rígido de bolas de una hilera 6206 del fabricante de rodamientos SKF cuando se encuentra sometido a una carga radial haciendo uso del software MSC.Adams .

A lo largo del presente proyecto se ha realizado un análisis cinemático y dinámico de un rodamiento rígido de bolas cuando se encuentra sometido a una carga radial con la finalidad de cumplir con el objetivo principal.

Para adquirir un cierto manejo sobre el software empleado para realizar el modelado y las simulaciones, se ha comenzado trabajando sobre un modelo de rodamiento de tres bolas y posteriormente se ha mejorado el diseño sobre el modelo de nueve bolas para intentar conseguir un comportamiento mecánico del modelo lo más parecido al real.

Finalmente se realiza un análisis comparativo de los diferentes resultados obtenidos para poder extraer conclusiones y se plantean proyectos futuros.

Palabras clave: Rodamiento, modelado, simulación cinemática, dinámica, frecuencia.

Abstract

The project described into the current document has as main goal the modeling and simulation of a single row rigid ball bearing 6206 belonging to the manufacturer SKF when a radial load is applied over the bearing by using the software MSC.Adams.

Through this project a kinematic and dynamic study has been carried out to achieve the main objective.

In order to get a certain knowledge about the software used, a three-balls bearing model has been simulated, then an improvement on the design over the nine-balls model to try to get a behaviour of the bearing as realistic as possible.

Finally, an analysis to compare the results obtained is carried out to draw conclusions and come on future projects.

Key words: Bearing, modeling, simulation, kinematic, dynamic, frequency.

Índice general

CAPÍTULO I: MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1. Motivación.....	2
1.2. Objetivos.	3
1.3. Fases de desarrollo.	4
1.3.1. Documentación y estudio sobre los rodamientos.	4
1.3.2. Modelado y simulación de los rodamientos.	5
1.3.3. Análisis y presentación de los resultados.	5
1.4. Estructura de la memoria.	6
CAPÍTULO II: INTRODUCCIÓN A LOS RODAMIENTOS	9
2.1. Definición de rodamiento.	10
2.3. Parámetros principales de un rodamiento.	12
2.3.1. Capacidad estática de carga de un rodamiento.	12
2.3.2. Carga estática equivalente de un rodamiento.	13
2.3.3. Capacidad dinámica de carga de un rodamiento.	13
2.3.4 Carga dinámica equivalente de un rodamiento.	14
2.3.5. Otros parámetros de los rodamientos.	15
2.4. Normalización de rodamientos.	15
2.4.1. Planes generales de la ISO.	16
2.4.2. Planes generales para rodamientos en pulgadas.	17
2.4.3. Rodamientos identificados por número de plano.	17
2.5. Clasificación de los rodamientos.	18
2.5.1. Atendiendo a su forma.	18
2.5.1.1. Rodamientos de bolas.	18
2.5.1.2. Rodamientos de rodillos.	18
2.5.2. Atendiendo al tipo de carga que soportan.	24
2.5.2.1. Rodamientos radiales.	24

2.5.2.2. Rodamientos axiales.	24
2.5.2.3. Rodamientos de empuje, mixtos o de contacto angular.	25
2.5.3. Atendiendo a la inclinación del eje o árbol.....	29
2.5.3.1. Rodamientos rígidos.....	29
2.5.3.2. Rodamientos a rótula, oscilantes o autoalineables.....	31
CAPÍTULO III: CINEMÁTICA Y DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS.....	34
3.1. Cinemática de los rodamientos sometidos a carga radial.	35
3.1.1. Caso sin deslizamiento.	35
3.1.2. Caso de deslizamiento positivo.....	36
3.1.3. Caso de deslizamiento negativo.....	37
3.2. Estudio dinámico de los rodamientos sometidos a carga radial.....	38
CAPÍTULO IV: DEFECTOLOGÍA EN RODAMIENTOS	48
4.1. Introducción a los defectos en rodamientos.	49
4.2. Defectos típicos en rodamientos.....	49
4.2.1. Descamación.....	49
4.2.1.1. Primer ejemplo de descamación.....	50
4.2.1.2. Segundo ejemplo de descamación.....	50
4.2.1.3. Tercer ejemplo de descamación.	50
4.2.1.4. Cuarto ejemplo de descamación.....	51
4.2.1.5. Quinto ejemplo de descamación.	51
4.2.1.6. Sexto ejemplo de descamación.	51
4.2.1.7. Séptimo ejemplo de descamación.	52
4.2.1.8. Octavo ejemplo de descamación.....	52
4.2.1.9. Octavo ejemplo de descamación.....	52
4.2.2. Desgaste o Descascarado Ligero (Peeling).....	53
4.2.2.2. Segundo ejemplo de Peeling.	53
4.2.2.1. Primer ejemplo de Peeling.....	53
4.2.2.3. Tercer ejemplo de Peeling.	54
4.2.3. Rayaduras.	54
4.2.3.1. Primer ejemplo de rayaduras.....	54
4.2.3.2. Segundo ejemplo de rayaduras.....	55
4.2.3.3. Tercer ejemplo de rayaduras.	55
4.2.3.4. Cuarto ejemplo de rayaduras.....	55
4.2.4. Adherencia por Patinaje (Deslizamiento).....	56
4.2.4.1. Primer ejemplo de patinaje.....	56
4.2.4.2. Segundo ejemplo de patinaje.....	57
4.2.3.5. Quinto ejemplo de rayaduras.	56
4.2.4.3. Tercer ejemplo de patinaje.	57
4.2.4.4. Cuarto ejemplo de patinaje.....	57

4.2.4.5. Quinto ejemplo de patinaje.	58
4.2.4.6. Sexto ejemplo de patinaje.	58
4.2.4.7. Séptimo ejemplo de patinaje.	59
4.2.5. Fracturas.	59
4.2.5.1. Primer ejemplo de fracturas.	59
4.2.5.2. Segundo ejemplo de fracturas.	60
4.2.5.3. Tercer ejemplo de fracturas.	60
4.2.5.4. Cuarto ejemplo de fracturas.	60
4.2.6. Grietas.	61
4.2.6.1. Primer ejemplo de grietas.	61
4.2.6.2. Segundo ejemplo de grietas.	61
4.2.6.3. Tercer ejemplo de grietas.	62
4.2.6.4. Cuarto ejemplo de grietas.	62
4.2.6.5. Quinto ejemplo de grietas.	62
4.2.7. Jaula Dañada.	63
4.2.7.1. Primer ejemplo de jaula dañada.	63
4.2.7.2. Segundo ejemplo de jaula dañada.	63
4.2.7.3. Tercer ejemplo de jaula dañada.	64
4.2.7.4. Cuarto ejemplo de jaula dañada.	64
4.2.8. Abolladuras (Identaciones).	64
4.2.8.1. Primer ejemplo de indentación.	65
4.2.8.2. Segundo ejemplo de indentación.	65
4.2.8.3. Tercer ejemplo de indentación.	66
4.2.8.4. Cuarto ejemplo de indentación.	66
4.2.9. Pitting (Cráteres Pequeños).	66
4.2.9.1. Primer ejemplo de pitting.	66
4.2.9.2. Segundo ejemplo de pitting.	67
4.2.10. Deterioro (Desgaste).	67
4.2.10.1. Primer ejemplo de desgaste.	67
4.2.10.2. Segundo ejemplo de desgaste.	68
4.2.10.3. Tercer ejemplo de desgaste.	68
4.2.10.4. Cuarto ejemplo de desgaste.	69
4.2.11. Corrosión por Contacto (Oxidación por Mal Ajuste).	69
4.2.11.1. Primer ejemplo de corrosión por contacto.	69
4.2.11.2. Segundo ejemplo de corrosión por contacto.	70
4.2.11.3. Tercer ejemplo de corrosión por contacto.	70
4.2.12. Desgaste por falso brinel (desgaste por vibración).	70
4.2.12.1. Primer ejemplo de desgaste por falso brinel.	71

4.2.12.2. Segundo ejemplo de desgaste por falso brinel.	71
4.2.12.3. Tercer ejemplo de desgaste por falso brinel.	71
4.2.12.4. Cuarto ejemplo de desgaste por falso brinel.....	72
4.2.13. Deslizamiento Circular.....	72
4.2.13.1. Primer ejemplo de deslizamiento circular.....	72
4.2.13.2. Segundo ejemplo de deslizamiento circular.....	73
4.2.14. Agarrotamiento (Gripamiento).....	73
4.2.14.1. Primer ejemplo de gripamiento.	74
4.2.14.2. Segundo ejemplo de gripamiento.....	74
4.2.14.3. Tercer ejemplo de gripamiento.....	74
4.2.14.4. Cuarto ejemplo de gripamiento.....	75
4.2.14.5. Quinto ejemplo de gripamiento.	75
4.2.15. Corrosión Eléctrica.....	75
4.2.15.1. Primer ejemplo de corrosión eléctrica.....	76
4.2.15.2. Segundo ejemplo de corrosión eléctrica.....	76
4.2.15.3. Tercer ejemplo de corrosión eléctrica.	76
4.2.15.4. Cuarto ejemplo de corrosión eléctrica.....	77
4.2.15.5. Quinto ejemplo de corrosión eléctrica.	77
4.2.16. Oxidación y Corrosión.....	77
4.2.16.1. Primer ejemplo de oxidación y corrosión.....	78
4.2.16.2. Segundo ejemplo de oxidación y corrosión.....	78
4.2.16.3. Tercer ejemplo de oxidación y corrosión.....	78
4.2.16.4. Cuarto ejemplo de oxidación y corrosión.....	79
4.2.17. Fallos de instalación.....	79
4.2.17.1. Primer ejemplo de fallos de instalación.....	79
4.2.17.2. Segundo ejemplo de fallos de instalación.....	80
4.2.17.3. Tercer ejemplo de fallos de instalación.	80
4.2.18. Sobre calentamiento.	81
4.2.18.1. Primer ejemplo de sobre calentamiento.....	81
4.2.18.2. Segundo ejemplo de sobre calentamiento.....	81
CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE LA SEÑAL DE VIBRACIÓN EN	
RODAMIENTOS.....	84
5.1. Vibraciones y mantenimiento predictivo.	85
5.1.1. Control de las vibraciones.....	87
5.1.2. Mantenimiento por evolución de las vibraciones.....	87
5.2. El fenómeno vibratorio.	88
5.2.1. Dominio temporal y frecuencial de la señal de vibración.....	90
5.2.1.1. El dominio temporal.	90
5.2.1.2. El dominio frecuencial.....	92

5.3.1.4. Efecto empalizada o “Picket-Fence”.....	105
5.3.1.1. Limitaciones debidas al procesado de la señal.....	101
5.3.1.2. Efecto del Solapamiento (“Aliasing”).....	101
5.3.1.3. Análisis de registros de longitud finita (“leakage”).....	102
5.3. Análisis de la señal.....	94
5.3.1. La transformada de Fourier. FFT.....	94
5.4. Comportamiento vibratorio de los rodamientos.....	105
5.4.1. Frecuencias rotacionales de defectos en rodamientos.....	106
5.4.2. Frecuencias de resonancia y modulación.....	107
5.5. Espectro de frecuencias de rodamientos con defectos localizados.....	108
CAPÍTULO VI: METODOLOGÍA	111
6.1. Planteamiento inicial.....	112
6.2. Modelo de tres bolas.....	112
6.3. Modelo de nueve bolas.....	114
CAPÍTULO VII: MODELADO DE LOS RODAMIENTOS EN MSC	
ADAMS/VIEW.....	118
7.1. Presentación del software MSC.Adams.....	119
7.1.1. Módulos del software MSC.Adams.....	120
7.1.1.1. Adams/Car y Adams/Car Real Time.....	120
7.1.1.2. Adams/Driveline.....	121
7.1.1.3. Adams/Chassis.....	121
7.1.1.4. Adams/Engine.....	121
7.1.1.5. Adams/Aircraft.....	122
7.1.1.6. Adams/Rail.....	123
7.1.1.7. Adams/Flex.....	123
7.1.1.8. Adams/Insight.....	123
7.1.1.9. Adams/View.....	124
7.1.1.10. Adams/Solver.....	124
7.1.1.11. Adams / PostProcessor.....	125
7.2. Creación del modelo de tres bolas.....	125
7.2.1. Primera parte del modelado del aro exterior.....	126
7.2.2. Modelado de las bolas.....	127
7.2.3. Creación de los contactos entre las bolas y el aro exterior.....	130
7.2.4. Segunda parte del modelado del aro exterior.....	130
7.2.5. Modelado del aro interior.....	132
7.2.6. Definición de contactos entre las bolas y el aro interior.....	134
7.2.7. Segunda parte del modelado del aro interior.....	135
7.2.8. Modelado de la jula.....	137
7.2.8.1. Modelado de los cilindros de unión entre la jaula y las bolas.....	137

7.2.8.2. Modelado de los eslabones.....	140
7.2.9. Definición de las uniones.....	141
7.3. Creación del modelo de nueve bolas.....	143
7.3.1. Primera parte del modelado del aro exterior.....	143
7.3.2. Modelado de las bolas.	145
7.3.3. Creación de los contactos entre las bolas y el aro exterior.	147
7.3.4. Segunda parte del modelado del aro exterior.....	148
7.3.5. Primera parte del modelado del aro interior.	150
7.3.6. Creación de los contactos entre las bolas y el aro interior.	152
7.3.7. Segunda parte del modelado del aro interior.	153
7.3.8. Creación de los anillos de la jaula.	156
7.3.9. Creación de los contactos entre las bolas y los anillos de la jaula.	159
7.3.10. Completación de la jaula mediante arcos.....	160
7.3.11. Creación de las juntas.....	163
7.4. Aplicación del par de giro sobre el aro interior.....	164
7.5. Aplicación de la carga radial sobre el aro interior.....	166
CAPÍTULO VIII: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL RODAMIENTOS DE TRES BOLAS	173
8.1. Confirmación del modelo de 3 bolas.....	174
8.1.1. Velocidad angular del aro interno.....	174
8.1.2. Velocidad angular de la jaula.	175
8.1.3. Velocidad angular de las bolas.	175
8.1.4. Relación entre las velocidades angulares.....	176
8.1.4.1. Velocidad de deslizamiento de las bolas.....	177
8.1.5. Posición del centro de masas (C.M.) del aro interior y de la jaula.	178
8.1.5.1. Posición X del C.M. del aro interior y de la jaula.....	178
8.1.5.2. Posición Y del C.M. del aro interior y de la jaula.....	180
8.2. Modificaciones de los parámetros de los contactos.	181
8.2.1. Modificación de la rigidez.....	183
8.2.2. Modificación del exponente de la fuerza.....	184
8.2.3. Modificación del coeficiente de amortiguamiento.	185
8.2.4. Modificación del coeficiente de penetración.....	186
8.2.5. Modificación del coeficiente de rozamiento estático.....	187
8.2.6. Modificación del coeficiente de rozamiento dinámico.....	188
CAPÍTULO IX: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL RODAMIENTOS DE NUEVE BOLAS	191
9.1. Paso de tres a nueve bolas.....	192
9.1.1. Primera simulación.....	194
9.1.2. Segunda simulación.....	195

9.1.3. Tercera simulación.....	195
9.1.4. Cuarta simulación.....	196
9.1.5. Quinta simulación.....	196
9.1.6. Sexta simulación.....	197
9.1.7. Séptima simulación.....	197
9.1.8. Octava simulación.....	198
9.1.9. Novena simulación.....	198
9.1.10. Décima simulación.....	199
9.1.11. Undécima simulación.....	199
9.1.12. Decimosegunda simulación.....	200
9.2. Análisis del rodamiento con una carga radial aplicada.....	201
9.2.1. Carga radial de 200N.....	201
9.2.2. Carga radial de 300N.....	206
9.2.3. Carga radial de 400N.....	211
9.2.4. Carga radial de 600N.....	216
9.2.5. Carga radial de 800N.....	221
9.2.6. Deslizamiento.....	226
9.2.7. Comparación de la posición del aro interior según el eje X en ambos modelos.....	228
9.3. Análisis del rodamiento con una carga radial aplicada y defecto en el aro exterior.....	229
9.3.1. Carga radial de 200N.....	230
9.3.2. Carga radial de 300N.....	237
9.3.3. Carga radial de 400N.....	244
9.3.5. Carga radial de 800N.....	258
9.3.4. Deslizamiento.....	268
CAPÍTULO X: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	273
10.1. Conclusiones.....	274
10.2. Trabajos Futuros.....	276
CAPÍTULO XI: PRESUPUESTO.....	278
BIBLIOGRAFÍA.....	283
ANEXO A: MANUAL DE MSC.ADAMS/VIEW.....	286
A1. Introducción al programa de modelado.....	287
A2. Conceptos básicos de uso de Adams/View.....	287
A2.1. Iniciar el programa.....	287
A2.2. Configuración básica.....	289
A2.2.1. Configuración de la gravedad.....	289
A2.2.2. Ajuste de la Malla de Trabajo.....	289
A2.2.3. Configuración de las Unidades.....	289
A2.3. Funciones elementales de la barra de tareas.....	290

A3. Diseño y construcción en Adams/View.....	291
A3.1. Creación de puntos de diseño.....	293
A3.2. Creación de marcadores.....	293
A3.3. Creación de líneas o splines.....	296
A3.4. Diseño de sólidos.....	297
A3.5. Operaciones booleanas.....	298
A3.6. Modificación de sólidos.....	298
A3.7. Modificación de las especificaciones iniciales de los sólidos.....	299
A3.8. Posición.....	299
A3.9. Dimensiones.....	301
A4. Diseño de juntas, actuadores y fuerzas.....	302
A4.1. Juntas.....	302
A4.1.1. Tipos de juntas.....	304
A4.2. Actuadores.....	307
A4.3. Fuerzas.....	310
A4.3.1. Muelles y Fuerzas de amortiguamiento.....	313
A5. Simulación del modelo.....	314
A5.1. Verificar el modelo.....	314
A5.2. Panel de simulación.....	316
A6. Animación del modelo.....	317
A7. Toma de medidas.....	319
A7.1. Medir longitudes y ángulos.....	320
A7.2. Medir las características físicas.....	320
A8. Postprocesador.....	322
A9. Exportación de datos de Adams/View a Excell.....	324
ANEXO B: ASPECTOS IMPORTANTES EN LA DEFINICIÓN DE LOS CONTACTOS EN MSC.ADAMS.....	327
B1. Introducción a los contactos en Adams.....	328
B2. Modelos de las fuerzas que aparecen en los contactos.....	328
B2.1. Fuerza de rozamiento.....	329
B2.2. Fuerza de contacto en dirección normal.....	330
B2.2.1. Modelo de la fuerza de impacto.....	330
B2.2.2. Modelo del coeficiente de restitución o de Poisson.....	332
B3. Guía de buenas prácticas en la definición de los contactos.....	334

Índice de figuras

Figura 1.1.	Unidad de soporte de tambor para lavadoras.....	2
Figura 1.2.	Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos.....	3
Figura 2.1.	Fricción en cojinetes.....	10
Figura 2.2.	Partes fundamentales de un rodamiento de bolas.	11
Figura 2.3.	Combinación de una serie de anchura con serie de diámetros.	16
Figura 2.4.	Combinaciones de una serie de ángulos con diámetros y anchura.....	17
Figura 2.5.	Rodamiento con corona de agujas.	19
Figura 2.6.	Rodamiento con casquillo de agujas sin fondo.	20
Figura 2.7.	Rodamiento con casquillo de agujas con fondo.....	20
Figura 2.8.	Rodamiento de agujas con aro mecanizado, sin aro interior.....	21
Figura 2.9.	Rodamiento de agujas con aro mecanizado, con aro interior.	21
Figura 2.10.	Rodamiento de agujas autoalineables, sin aro interior.....	22
Figura 2.11.	Rodamiento de agujas autoalineables, con aro interior.	22
Figura 2.12.	Rodamiento de rodillos esféricos.	23
Figura 2.13.	Rodamiento de rodillos cónicos.	23
Figura 2.14.	Rodamiento radial.....	24
Figura 2.15.	Rodamiento axial.	24
Figura 2.16.	Esquema de un rodamiento de bolas de contacto angular.	25
Figura 2.17.	Disposiciones de los rodamientos de bolas de contacto angular.....	26
Figura 2.18.	Representación gráfica de la sección del husillo de un torno.....	27
Figura 2.19.	Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular.....	27
Figura 2.20.	Rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular.....	28
Figura 2.21.	Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto.....	28
Figura 2.22.	Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje.	29
Figura 2.23.	Explosionado de un rodamiento rígido de una hilera de bolas.....	30
Figura 2.24.	Rodamiento rígido de una hilera de bolas con escote de llenado.....	30
Figura 2.25.	Rodamiento rígido de dos hileras de bolas.	31

Figura 2.26.	Rodamiento de bolas a rótula.	32
Figura 2.27.	Rodamiento de rodillos a rótula.	32
Figura 3.1.	Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento sin deslizamiento.	35
Figura 3.2.	Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento positivo.	37
Figura 3.3.	Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento negativo.	38
Figura 3.4.	Distribución de fuerzas en los elementos rodantes.	39
Figura 3.5.	Desplazamiento del anillo.	41
Figura 3.6.	Distribución de carga en función de la holgura y la precarga.	42
Figura 3.7.	$J_r(\epsilon)$ frente a ϵ para rodamientos radiales de bolas y rodillos.	44
Figura 3.8.	Distribución de cargas en un rodamiento sometido a carga radial.	45
Figura 4.1.	Primer ejemplo de descamación.	50
Figura 4.2.	Segundo ejemplo de descamación.	50
Figura 4.3.	Tercer ejemplo de descamación.	50
Figura 4.4.	Cuarto ejemplo de descamación.	51
Figura 4.5.	Quinto ejemplo de descamación.	51
Figura 4.6.	Sexto ejemplo de descamación.	51
Figura 4.7.	Séptimo ejemplo de descamación.	52
Figura 4.8.	Octavo ejemplo de descamación.	52
Figura 4.9.	Noveno ejemplo de descamación.	52
Figura 4.10.	Primer ejemplo de Peeling.	53
Figura 4.11.	Segundo ejemplo de Peeling.	53
Figura 4.12.	Segundo ejemplo de Peeling.	54
Figura 4.13.	Primer ejemplo de rayaduras.	54
Figura 4.14.	Segundo ejemplo de rayaduras.	55
Figura 4.15.	Tercer ejemplo de rayaduras.	55
Figura 4.16.	Cuarto ejemplo de rayaduras.	56
Figura 4.17.	Quinto ejemplo de rayaduras.	56
Figura 4.18.	Primer ejemplo de patinaje.	57
Figura 4.19.	Segundo ejemplo de patinaje.	57
Figura 4.20.	Tercer ejemplo de patinaje.	57
Figura 4.21.	Cuarto ejemplo de patinaje.	58
Figura 4.22.	Quinto ejemplo de patinaje.	58
Figura 4.23.	Sexto ejemplo de patinaje.	58
Figura 4.24.	Séptimo ejemplo de patinaje.	59
Figura 4.25.	Primer ejemplo de fracturas.	59
Figura 4.26.	Segundo ejemplo de fracturas.	60

Figura 4.27.	Tercer ejemplo de fracturas.....	60
Figura 4.28.	Cuarto ejemplo de fracturas.	60
Figura 4.29.	Primer ejemplo de grietas.	61
Figura 4.30.	Segundo ejemplo de grietas.	61
Figura 4.31.	Tercer ejemplo de grietas.....	62
Figura 4.32.	Cuarto ejemplo de grietas.	62
Figura 4.33.	Quinto ejemplo de grietas.	63
Figura 4.34.	Primer ejemplo de jaula dañada.	63
Figura 4.35.	Segundo ejemplo de jaula dañada.....	64
Figura 4.36.	Tercer ejemplo de jaula dañada.	64
Figura 4.37.	Cuarto ejemplo de jaula dañada.....	64
Figura 4.38.	Primer ejemplo de indentación.	65
Figura 4.39.	Segundo ejemplo de indentación.	65
Figura 4.40.	Tercer ejemplo de indentación.....	66
Figura 4.41.	Cuarto ejemplo de indentación.	66
Figura 4.42.	Primer ejemplo de pitting.	67
Figura 4.43.	Segundo ejemplo de pitting.....	67
Figura 4.44.	Primer ejemplo de desgaste.....	68
Figura 4.45.	Segundo ejemplo de desgaste.....	68
Figura 4.46.	Tercer ejemplo de desgaste.	68
Figura 4.47.	Cuarto ejemplo de desgaste.....	69
Figura 4.48.	Primer ejemplo de corrosión por contacto.....	69
Figura 4.49.	Segundo ejemplo de corrosión por contacto.	70
Figura 4.50.	Tercer ejemplo de corrosión por contacto.....	70
Figura 4.51.	Primer ejemplo de desgaste por falso brinel.....	71
Figura 4.52.	Segundo ejemplo de desgaste por falso brinel.....	71
Figura 4.53.	Tercer ejemplo de desgaste por falso brinel.	72
Figura 4.54.	Cuarto ejemplo de desgaste por falso brinel.....	72
Figura 4.55.	Primer ejemplo de deslizamiento circular.	73
Figura 4.56.	Segundo ejemplo de deslizamiento circular.	73
Figura 4.57.	Primer ejemplo de gripamiento.	74
Figura 4.58.	Segundo ejemplo de gripamiento.	74
Figura 4.59.	Tercer ejemplo de gripamiento.....	74
Figura 4.60.	Cuarto ejemplo de gripamiento.	75
Figura 4.61.	Quinto ejemplo de gripamiento.....	75
Figura 4.62.	Primer ejemplo de corrosión electrica.	76
Figura 4.63.	Segundo ejemplo de corrosión electrica.....	76
Figura 4.64.	Tercer ejemplo de corrosión electrica.....	76

Figura 4.65.	Cuarto ejemplo de corrosión eléctrica.....	77
Figura 4.66.	Quinto ejemplo de corrosión eléctrica.....	77
Figura 4.67.	Primer ejemplo de oxidación y corrosión.....	78
Figura 4.68.	Segundo ejemplo de oxidación y corrosión.....	78
Figura 4.69.	Tercer ejemplo de oxidación y corrosión.....	79
Figura 4.70.	Cuarto ejemplo de oxidación y corrosión.....	79
Figura 4.71.	Primer ejemplo de fallos de instalación.....	80
Figura 4.72.	Segundo ejemplo de fallos de instalación.....	80
Figura 4.73.	Tercer ejemplo de fallos de instalación.....	80
Figura 4.74.	Primer ejemplo de sobrecalentamiento.....	81
Figura 4.75.	Segundo ejemplo de sobrecalentamiento.....	81
Figura 5.1.	Evolución de la señal temporal de la vibración de una máquina.....	88
Figura 5.2.	Representación temporal y frecuencial de la vibración producida por un diapason, el pistón de un motor y una máquina compleja.....	89
Figura 5.3.	Combinación de dos señales sinusoidales en el dominio temporal.....	91
Figura 5.4.	Representación temporal de la señal de vibración generada por un engranaje con un diente defectuoso y por un engranaje desequilibrado.....	92
Figura 5.5.	Relación entre los dominios temporal y frecuencial.....	93
Figura 5.6.	Representación gráfica de la transformada discreta de Fourier aplicada sobre una señal temporal $g(t)$ al efectuar la convolución con diferentes señales temporales.....	97
Figura 5.7.	Representación gráfica del proceso seguido para la obtención de un espectro de frecuencia a través de la transformada rápida de Fourier (FFT).	100
Figura 5.8.	Representación gráfica de la DFT de una serie finita.....	101
Figura 5.9.	Representación gráfica del error producido por solapamiento o "aliasing" al aplicar la DFT de una señal.....	102
Figura 5.10.	Representación gráfica de una función cosenoidal, una función cosenoidal troncada y sus respectivos espectros.....	103
Figura 5.11.	Modulación de amplitud originada por un defecto en la pista interior....	107
Figura 5.12.	Espectro en frecuencia característico de la vibración generada por un rodamiento dañado.....	108
Figura 6.1.	Jaula del modelo de tres bolas.....	113
Figura 6.2.	Simulaciones realizadas sobre el modelo de tres bolas.....	114
Figura 6.3.	Jaula del modelo de nueve bolas.....	115
Figura 6.4.	Simulaciones realizadas sobre el modelo de nueve bolas.	116
Figura 7.1.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams.	119
Figura 7.2.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Car.....	120
Figura 7.3.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Chassis.	121
Figura 7.4.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Engine.	122
Figura 7.5.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Aircraft.	122
Figura 7.6.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Rail.	123

Figura 7.7.	Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/View.....	124
Figura 7.8.	Ejemplo de diseño con MSC.Adams.	125
Figura 7.9.	Dimensiones del rodamiento 6206 de SKF.	125
Figura 7.10.	Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).	126
Figura 7.11.	Operación de corte.	127
Figura 7.12.	Dimensiones de las bolas.	128
Figura 7.13.	Localización de las bolas.	128
Figura 7.14.	Rotación de las bolas copiadas.	129
Figura 7.15.	Contacto entre el aro exterior y las bolas.	130
Figura 7.16.	Cilindro que da forma a la parte interna del aro exterior.	131
Figura 7.17.	Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).....	131
Figura 7.18.	Conjunto aro exterior-bolas-contactos.	132
Figura 7.19.	Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).	133
Figura 7.20.	Operación de corte.	133
Figura 7.21.	Conjunto aro exterior-bolasa-aro interior.	134
Figura 7.22.	Contacto entre el aro interior y las bolas.	135
Figura 7.23.	Cilindro para crear el aro interior.	135
Figura 7.24.	Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).....	136
Figura 7.25.	Modelo con el aro interior completado.	137
Figura 7.26.	Creación del agujero atravesando las bolas.	138
Figura 7.27.	Agujero atravesando las bolas.	138
Figura 7.28.	Creación de los ejes sobre las bolas.	139
Figura 7.29.	Ejes sobre las bolas.	139
Figura 7.30.	Creación de los eslabones.	140
Figura 7.31.	Creación de los eslabones.	141
Figura 7.32.	Creación de las uniones.	142
Figura 7.33.	Modelo de tres bolas.	143
Figura 7.34.	Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).	144
Figura 7.35.	Operación de corte.	145
Figura 7.36.	Creación de las bolas.	146
Figura 7.37.	Localización de las bolas.	146
Figura 7.38.	Rotación de las bolas copiadas.	147
Figura 7.39.	Definición del contacto entre el aro exterior y las bolas.	148
Figura 7.40.	Cilindro que da forma a la parte interna del aro exterior.	149
Figura 7.41.	Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).....	149
Figura 7.42.	Contacto entre el aro exterior y las bolas.	150
Figura 7.43.	Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).	151
Figura 7.44.	Operación de corte.	151

Figura 7.45.	Corte de toroides.	152
Figura 7.46.	Definición del contacto entre el aro interior y las bolas.	153
Figura 7.47.	Creación y dimensiones de un cilindro.	154
Figura 7.48.	Dimensiones del primer cilindro.	155
Figura 7.49.	Dimensiones del segundo cilindro.	155
Figura 7.50.	Contacto entre el aro interior y las bolas.	156
Figura 7.51.	Primer anillo.	157
Figura 7.52.	Rotación de los anillos copiados.	158
Figura 7.53.	Cada bola con su correspondiente anillo.	158
Figura 7.54.	Definición del contacto entre los anillos y las bolas.	159
Figura 7.55.	Contactos entre los anillos y las bolas.	160
Figura 7.56.	Primer arco de la jaula.	160
Figura 7.57.	Todos los arcos de la jaula.	161
Figura 7.58.	Modelo con jaula.	162
Figura 7.59.	Jaula del modelo de nueve bolas.	162
Figura 7.60.	Creación de las uniones.	163
Figura 7.61.	Modelo de nueve bolas.	164
Figura 7.62.	Definición del par e giro sobre el aro interior.	165
Figura 7.63.	Par de giro aplicado sobre el aro interior.	165
Figura 7.64.	Definición de la carga radial sobre el aro interior.	166
Figura 7.65.	Carga radial aplicada sobre el rodamiento.	167
7.6.	Creación de la fisura sobre el modelo de nueve bolas.	167
Figura 7.66.	Dimensiones de la caja.	168
Figura 7.67.	Posición de la caja.	168
Figura 7.68.	Modelo del rodamiento con la caja.	169
Figura 7.69.	Modelo de rodamiento con la fisura.	170
Figura 7.70.	Actualización de los contactos.	170
Figura 7.71.	Zoom de la fisura.	171
Figura 8.1.	Velocidad angular del aro interno.	174
Figura 8.2.	Velocidad angular de la jaula.	175
Figura 8.3.	Velocidad angular del aro interno.	175
Figura 8.4.	Relación entre la frecuencia de giro de la jaula y del aro interior.	176
Figura 8.5.	Relación entre la frecuencia de las bolas y del aro interior.	177
Figura 8.6.	Relación entre la velocidad de deslizamiento y el par de giro del aro interior.	177
Figura 8.7.	Posición X del C.M. del aro interior.	178
Figura 8.8.	Posición X del C.M. de la jaula.	179
Figura 8.9.	Posición Y del C.M. del aro interior.	180
Figura 8.10.	Posición Y del C.M. de la jaula.	181

Figura 8.11.	Parámetros por defecto de los contactos.	182
Figura 8.12.	Modificación de la rigidez.....	183
Figura 8.13.	Modificación del exponente de la fuerza.....	184
Figura 8.14.	Modificación del coeficiente de amortiguamiento.....	185
Figura 8.15.	Modificación del coeficiente de penetración.	186
Figura 8.17.	Modificación del coeficiente de rozamiento dinámico.....	188
Figura 9.1.	Rozamiento según SKF.....	192
Figura 9.2.	Viscosidad del aceite.....	193
Figura 9.3.	Par de rozamiento total.....	193
Figura 9.4.	Primera simulación.	194
Figura 9.5.	Segunda simulación.	195
Figura 9.6.	Tercera simulación.....	195
Figura 9.7.	Cuarta simulación.	196
Figura 9.8.	Quinta simulación.....	196
Figura 9.9.	Sexta simulación.....	197
Figura 9.10.	Séptima simulación.....	197
Figura 9.11.	Octava simulación.	198
Figura 9.12.	Novena simulación.....	198
Figura 9.13.	Décima simulación.	199
Figura 9.14.	Undécima simulación.....	199
Figura 9.15.	Decimosegunda simulación.....	200
Figura 9.16.	Contacto entre las bolas y la jaula.....	200
Figura 9.17.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.....	201
Figura 9.18.	Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	202
Figura 9.19.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	203
Figura 9.20.	Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	204
Figura 9.21.	Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm.	205
Figura 9.22.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.....	206
Figura 9.23.	Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	207
Figura 9.24.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	208
Figura 9.25.	Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	209

Figura 9.26. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm.	210
Figura 9.27. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.	211
Figura 9.28. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	212
Figura 9.29. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	213
Figura 9.30. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	214
Figura 9.31. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm.	215
Figura 9.32. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.	216
Figura 9.33. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	217
Figura 9.34. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	218
Figura 9.35. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	219
Figura 9.36. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm.	220
Figura 9.37. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.	221
Figura 9.38. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	222
Figura 9.39. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	223
Figura 9.40. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	224
Figura 9.41. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm.	225
Figura 9.42. Posición del aro interior respecto al eje X en los modelos de tres (derecha) y nueve bolas (izquierda).	229
Figura 9.43. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.	230
Figura 9.44. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.	230
Figura 9.45. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	231

Figura 9.46. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	232
Figura 9.47. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	233
Figura 9.48. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 20Nmm sobre el aro interno.....	234
Figura 9.49. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 20Nmm sobre el aro interno.	234
Figura 9.50. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.....	235
Figura 9.51. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.	235
Figura 9.52. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.....	236
Figura 9.53. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.	236
Figura 9.54. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.	237
Figura 9.55. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	238
Figura 9.56. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	239
Figura 9.57. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	240
Figura 9.58. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.....	241
Figura 9.59. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.	241
Figura 9.60. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.....	242
Figura 9.61. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.	242
Figura 9.62. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.....	243
Figura 9.63. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.	243
Figura 9.64. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.	244

Figura 9.65. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	245
Figura 9.66. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	246
Figura 9.67. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	247
Figura 9.68. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.	248
Figura 9.69. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.	248
Figura 9.70. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.	249
Figura 9.71. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.	249
Figura 9.72. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.	250
Figura 9.73. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.	250
Figura 9.74. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.	251
Figura 9.75. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	252
Figura 9.76. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	253
Figura 9.77. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	254
Figura 9.78. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.	255
Figura 9.79. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.	255
Figura 9.80. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 70Nmm sobre el aro interno.	256
Figura 9.81. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 70Nmm sobre el aro interno.	256
Figura 9.82. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.	257
Figura 9.83. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.	257

Figura 9.84. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.	258
Figura 9.85. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	259
Figura 9.86. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	260
Figura 9.87. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	261
Figura 9.88. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.	262
Figura 9.89. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.	262
Figura 9.90. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 90Nmm sobre el aro interno.	263
Figura 9.91. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 90Nmm sobre el aro interno.	263
Figura 9.92. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.	264
Figura 9.93. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.	264
Figura 9.94. Arriba: zonas de vibración de un rodamiento. Abajo a la izquierda y a la derecha respectivamente: zona A y B del rodamiento simulado cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.	266
Figura 9.95. Zoom de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 200N y a un par de giro de 20Nmm.	267
Figura 9.96. Zoom de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 800N y a un par de giro de 80Nmm.	267
Figura 9.97. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.	268
Figura A1. Ventana de inicio de adams/view.	287
Figura A2. Espacio de trabajo y barra de tareas.	288
Figura A3. Ventana de selección de unidades.	290
Figura A6. Barra de tareas.	290
Figura A7. Barra de tareas para el diseño.	291
Figura A8. Barra de diseño.	292
Figura A9. Ventana "Point Table".	293
Figura A10. Punto añadido al suelo.	293
Figura A11. Markers.	295
Figura A12. Cuadro de diálogo para modificar marcadores.	295
Figura A13. Tipos de splines.	296

Figura A14. Tipos de sólidos.	297
Figura 16. Modificación de posición y orientación.....	300
Figura A17. Ventanas para el posicionado de sólidos.....	300
Figura A18. Modificación de dimensiones.....	301
Figura A19. Ventana para la creación de juntas.	302
Figura A20. Ventana de selección de juntas.	303
Figura A21. Selección de elementos.	303
Figura A22. Menú de modificación de juntas.....	305
Figura A23. Menú de movimientos de precisión de juntas.	305
Figura A25. Ventana de imposición de movimiento en actuadores.	309
Figura A26. Constructor de funciones.	310
Figura A27. Menú de fuerzas.	311
Figura A28. Ventana de propiedades de muelles y amortiguadores.....	313
Figura A29. Muelle y amortiguador.	313
Figura A30. Ventana de opciones de contactos.	314
Figura A31. Ventana de verificación del modelo.....	315
Figura A32. Menú de..... simulación.	316
Figura A33. Menú de animación.	318
Figura A34. Ventana de opciones de simulación.....	318
Figura A35. Menú para toma de medidas.	319
Figura A36. Ventana de selección de medidas.	321
Figura A37. Ventana del gráfico de medida seleccionada.....	321
Figura A38. Pasos de medidas al Post-procesador.	322
Figura A39. Ventana de Adams/Postprocessor.	323
Figura A40. Ventana de Adams/Postprocessor donde se muestra el icono de seguimiento.	324
Figura A41. Exportación de datos.	324
Figura B.1. Mensaje del software mostrando un error.	328
Figura B.2. Variación del coeficiente de rozamiento con la velocidad de deslizamiento.....	329
Figura B.3. Variación del coeficiente de rozamiento con la velocidad de deslizamiento.....	332

Índice de tablas

Tabla 3.1.	Valores de $1/J_r$ en función del número de elementos rodantes.....	44
Tabla 4.1.	Resumen de defectectología en rodamientos.	82
Tabla 5.1.	Reducción del número de operaciones de la FFT respecto a la DFT.	99
Tabla 5.2.	Propiedades espectrales de algunas ventanas temporales.	104
Tabla 8.1.	Frecuencias de giro del modelo de tres bolas.	176
Tabla 8.2.	Relación de las velocidades angulares.	176
Tabla 8.3.	Velocidad de deslizamiento.	177
Tabla 8.4.	Influencia de los parámetros que definen los contactos sobre la frecuencia de giro del aro interior.	189
Tabla 9.1.	Influencia de los parámetros que definen los contactos.	194
Tabla 9.2.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.	202
Tabla 9.3.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	203
Tabla 9.4.	Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	204
Tabla 9.5.	Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 200Ny un par de giro de 40Nmm sobre el aro interior.	206
Tabla 9.6.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.	207
Tabla 9.7.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	208
Tabla 9.8.	Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	209
Tabla 9.9.	Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interior.	211
Tabla 9.10.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.	212
Tabla 9.11.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	213
Tabla 9.12.	Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	214
Tabla 9.13.	Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interior.	216
Tabla 9.14.	Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.	217
Tabla 9.15.	Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	218

Tabla 9.16. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	219
Tabla 9.17. Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interior.	220
Tabla 9.18. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.	222
Tabla 9.19. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	223
Tabla 9.20. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	224
Tabla 9.21. Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interior.	226
Tabla 9.22. Velocidad lineal de la jaula.	226
Tabla 9.23. Velocidad lineal de las bolas.	227
Tabla 9.24. Velocidad de deslizamiento.	228
Tabla 9.25. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.	231
Tabla 9.26. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	232
Tabla 9.27. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	233
Tabla 9.28. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.	237
Tabla 9.29. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.	238
Tabla 9.30. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	239
Tabla 9.31. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.	240
Tabla 9.32. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.	244
Tabla 9.33. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.	245
Tabla 9.34. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	246
Tabla 9.35. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.	247
Tabla 9.36. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.	251
Tabla 9.37. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.	252
Tabla 9.38. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	253
Tabla 9.39. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.	254
Tabla 9.40. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.	259

Tabla 9.41. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	260
Tabla 9.42. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.	261
Tabla 9.43. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.....	265
Tabla 9.44. Velocidad lineal de la jaula.....	269
Tabla 9.45. Velocidad lineal de las bolas.....	270
Tabla 9.46. Velocidad de deslizamiento.....	271
Tabla 11.1. Desglose de presupuesto.....	280
Tabla B.1. Coeficientes de rozamiento y de restitución.	333



Capítulo I

Motivación y Objetivos

1.1. Motivación.

En la actualidad, a los procesos mecánicos involucrados en la producción industrial se les requiere una gran eficiencia, es decir, mayor fiabilidad y mayores velocidades de funcionamiento que hace unos años.

La facilidad de implementar sistemas de detección de sus parámetros mecánicos más representativos es fundamental en su diseño y fabricación con el objetivo de conocer el funcionamiento y detectar posibles fallos con el suficiente tiempo de antelación y proveer su solución sin consecuencias graves para la máquina. Por esta razón, se hace importante el desarrollo y aplicación de un sistema de predicción del estado del sistema mecánico con vistas a la predicción de su funcionamiento y posibles fallos.

Dada la complejidad de los sistemas mecánicos modernos, se hace difícil particularizar y detectar el componente con fallo en dichos sistemas, por la gran cantidad de partes y elementos que lo componen.

El rodamiento es el sistema de apoyo más empleado en todo tipo de máquinas rotativas (*Figura 1.1*), debido a las ventajas que presenta, tales como: pequeño par de arranque, reducida y constante fricción en un amplio rango de velocidades, bajo consumo de energía y de lubricante, largos intervalos de mantenimiento, relativa facilidad de montaje y desmontaje y gran variedad de dimensiones estandarizadas.



Figura 1.1. Unidad de soporte de tambor para lavadoras.

Sin embargo, el rodamiento es uno de los componentes de las máquinas rotativas que presenta mayor siniestrabilidad, entendiéndose como tal el número de intervenciones realizadas sobre dichos elementos en un periodo de tiempo determinado. Esta siniestrabilidad está prevista y se justifica debido a que resulta más sencillo y mucho menos costoso sustituir un rodamiento que otro elemento móvil de la máquina.

En el sentido físico, los rodamientos son sistemas mecánicos multi-cuerpo donde el comportamiento dinámico es de difícil estudio (comportamiento no-lineal). Pero por ser el apoyo del sistema portador, el análisis del funcionamiento del rodamiento es determinante para conocer la respuesta vibratoria de la máquina.

La complejidad del estudio del comportamiento cinemático-dinámico y la necesidad de crear un modelo que represente su comportamiento lo más realista posible ha originado multitud de modelos, tanto con parámetros cinemáticos o dinámicos, como análisis de frecuencia y de contacto, o modelos de parámetros distribuidos (*Figura 1.2*) o concentrados.

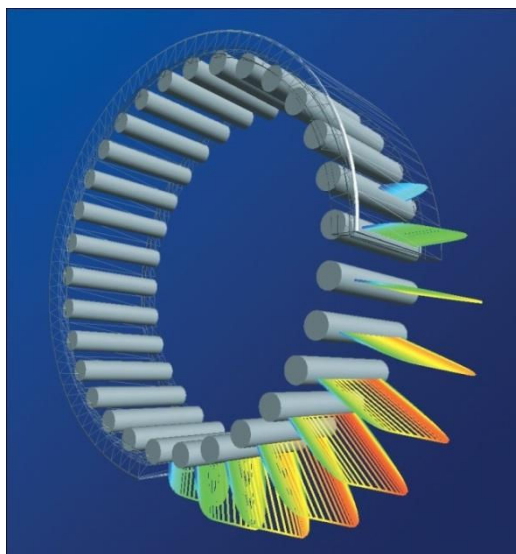


Figura 1.2. Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos.

Este proyecto fin de carrera se ambienta en el campo de la simulación de rodamientos y en él se presenta un estudio del comportamiento de varios modelos dinámicos de rodamiento implementados en un software comercial.

1.2. Objetivos.

El objetivo principal que se ha marcado para este proyecto es el modelado y simulación en el software MSC.Adams de un rodamiento de nueve bolas, similar geométricamente al rodamiento rígido de bolas 6206 de SKF, ajustando el comportamiento del modelo al de un rodamiento real.

Para poder cumplir con este objetivo principal ha sido necesario cumplir con otros objetivos que se describen a continuación:

Realización de un modelo de rodamiento simplificado, para estudiar la viabilidad de implementar un modelo realista y complejo: modelo de rodamiento de tres bolas, con geometría simplificada y cuyo comportamiento mecánico sea realista cualitativa y cuantitativamente.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Para el modelo de rodamiento simplificado, obtener la relación entre diferentes parámetros que definen los contactos y la velocidad de giro del rodamiento (velocidad del aro interior).

Realización de un modelo de rodamiento detallado, de nueve bolas, con la geometría del rodamiento rígido de bolas 6206 de SKF, sometido a carga radial y cuyo comportamiento simule adecuadamente el funcionamiento mecánico del rodamiento de referencia.

Verificar si el software MSC.Adams es apto para representar fallos y, a través de las señales generadas de las simulaciones, es posible detectar una fisura colocada en la zona de carga máxima del aro exterior del modelo de rodamiento, por medio del reconocimiento de la frecuencia propia del defecto en la pista del aro exterior.

Para cumplir los objetivos marcados anteriormente se se han utilizado los módulos Adams/View y PostProcessor del software MSC.Adams, el cual permite modelar sistemas multi-cuerpo y simularlos para poder verificar si se comportan mecánicamente como el sistema al que emulan.

Se ha realizado un modelo de tres bolas para adquirir conocimiento sobre el software y después se ha modelado y simulado un modelo de nueve bolas similar geométricamente al rodamiento rígido de bolas 6206 de SKF, ajustando el comportamiento del modelo al de un rodamiento real.

Para poder analizar los datos obtenidos de las simulaciones se ha utilizado el módulo Adams/PostProcessor y el paquete Microsoft Office para una mejor comprensión e imagen de los resultados

1.3. Fases de desarrollo.

A lo largo de este apartado se comentan las diferentes fases de desarrollo en las que se divide el desarrollo del proyecto.

1.3.1. Documentación y estudio sobre los rodamientos.

Como no podía ser de otra manera, la primera fase del proyecto es la documentación y el estudio sobre los rodamientos. Para poder cumplir los objetivos marcados en el presente proyecto es necesario investigar tanto documentos en papel como electrónicos; con el fin de obtener información sobre los tipos de rodamientos que existen, sus características principales, y cuales de ellas se pretende simular en el modelo virtual

1.3.2. Modelado y simulación de los rodamientos.

Haciendo uso de los módulos MSC.Adams/View y Postprocessor se crea un modelo de rodamiento de tres bolas y tras su simulación se aceptan los resultados obtenidos. Una vez que se aceptan los resultados del modelo de tres bolas se realiza un nuevo modelo, esta vez de nueve bolas, cuyos resultados son aceptados posteriormente tras una primera inspección de los mismos.

1.3.3. Análisis y presentación de los resultados.

Por último se exportan los datos obtenidos mediante el software MSC.Adams/View a excel para poder analizar dichos resultados más meticulosamente y realizar gráficas para poder mostrarlos de un modo más visual que mediante una descripción. En algunas ocasiones se ha utilizado el software Microsoft PowerPoint para realizar esquemas que permiten ver de manera clara algunos de los aspectos del presente proyecto.

En la siguiente figura se muestra un diagrama que ofrece una visión de las fases de desarrollo del presente proyecto (*Figura 1.3*).

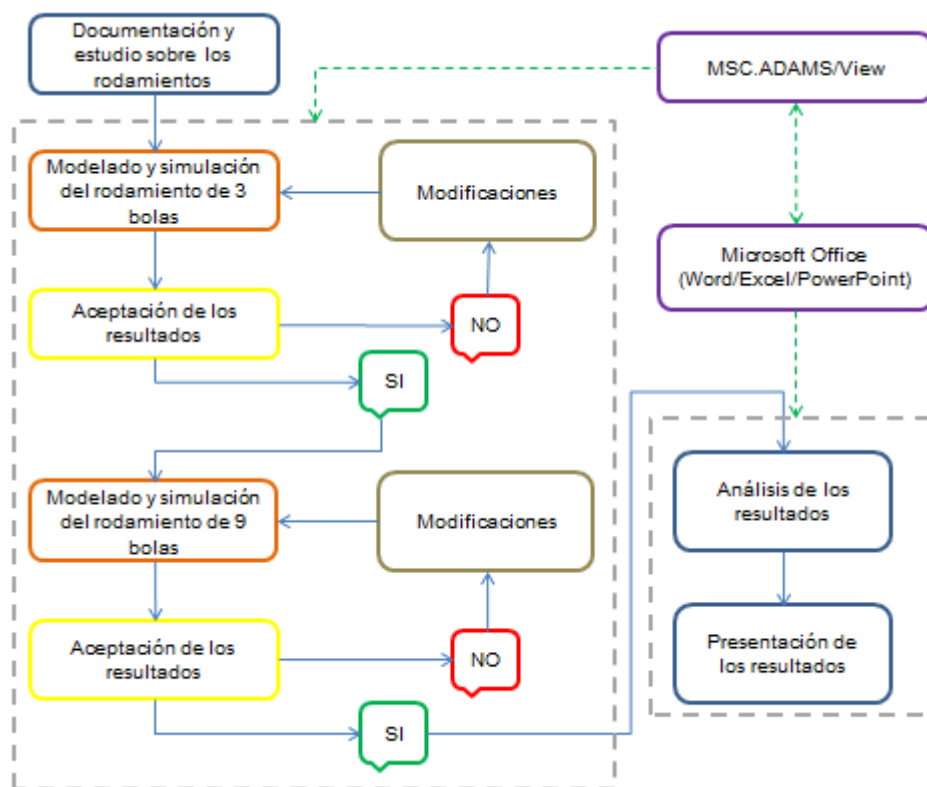


Figura 1.3. Fases de desarrollo del proyecto.



1.4. Estructura de la memoria.

La presente memoria consta de once capítulos, además de un apartado en el que se presentan los documentos bibliográficos y electrónicos que han permitido la realización de la misma, y tres anexos en los que se muestra información adicional. A continuación se describe el contenido de la memoria.

Capítulo I: Este capítulo consta de una descripción de los objetivos y la motivación del proyecto, también se muestran las fases que se han llevado a cabo y un esquema de la metodología seguida, además de la estructura de la memoria.

Capítulo II: Se da una definición de rodamiento, se presentan los elementos y parámetros principales de los rodamientos, se aporta una clasificación/comparación de los mismos y su normalización.

Capítulo III: Análisis cinemático y dinámico de un rodamiento de bolas genérico de anillo exterior fijo y sometido a carga radial. Para el análisis cinemático se muestran tres casos distintos en función de si hay deslizamiento. En cuanto al análisis dinámico, se muestra la distribución de carga en los elementos rodantes del rodamiento, dependiendo de si estos son bolas o rodillos y de si hay holgura diametral o no.

Capítulo IV: A lo largo de este capítulo se describen los diferentes tipos de defectos que pueden aparecer en un rodamiento y que reducen su vida útil.

Capítulo V: Este capítulo constituye una herramienta sobre cómo identificar defectos en rodamientos mediante el análisis de la señal vibratoria.

Capítulo VI: Se comenta cual era el planteamiento inicial en cuanto al desarrollo del presente proyecto y que decisiones se tomaron para realizar los modelos de tres y nueve bolas (entorno gráfico, modelo de la jaula, parámetros de simulación...)

Capítulo VII: Este capítulo constituye la presentación del software utilizado para realizar el modelado y la simulación de los rodamientos de tres y nueve bolas, así como los pasos que se han seguido para la consecución de dichos modelos.

Capítulo VIII: Se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones sobre el modelo de tres bolas y como afecta la modificación de los parámetros que definen los contactos a la velocidad de giro del rodamiento.

Capítulo IX: Este capítulo basado en el rodamiento de nueve bolas consta de tres partes: modificación de los parámetros de los contactos para conseguir un comportamiento aceptable, presentación de los resultados tras simular el rodamiento sometido a diferentes cargas radiales y pares de giro, y por último los resultados que nos ofrecen las simulaciones cuando se realiza una fisura en el aro exterior en la posición de carga máxima (incluyendo análisis de la frecuencia de defecto).

Capítulo X: Se realiza una presentación de las conclusiones extraídas a lo largo del proyecto y una serie de ideas que pueden desarrollarse en futuros proyectos.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Capítulo XI: Consta de una estimación del presupuesto del proyecto.

Bibliografía: En este último apartado se exponen los principales documentos en papel y electrónicos consultados durante la realización del proyecto.

Anexo A: Manual detallado del software MSC. Adams.

Anexo B: Aspectos importantes en la definición de los contactos en MSC.Adams.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Capítulo II

Introducción a los Rodamientos

2.1. Definición de rodamiento.

El rodamiento o cojinete de rodadura es un elemento mecánico que se sitúa entre dos piezas con un eje de rotación común, de forma que una pieza puede girar respecto a la otra, siendo su función principal la de permitir la rotación relativa de dichos elementos bajo carga, con precisión y con un rozamiento mínimo.

En los rodamientos se sustituye el deslizamiento entre dos piezas por una rodadura. Esto conlleva que, en el caso de los rodamientos, las pérdidas de potencia por resistencias pasivas es mucho menor que en los cojinetes de deslizamiento ya que la potencia absorbida en la rodadura es mucho menor que la que se absorbería por deslizamiento.

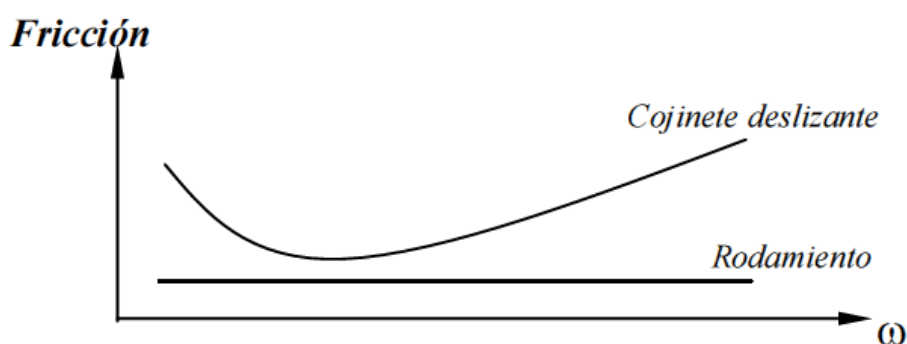


Figura 2.1. Fricción en cojinetes.

Los rodamientos son, junto con los cojinetes de fricción, los elementos de sustentación de ejes (anillo interno fijo y anillo externo móvil) y árboles (anillo externo fijo y anillo interno móvil).

El rodamiento es, quizás, la parte de las máquinas rotativas que presenta mayor siniestralidad, entendiéndose como tal el número de intervenciones realizadas sobre dichos elementos en un periodo de tiempo determinado. Su predisposición al deterioro es debida a que el rodamiento es el elemento que canaliza todos los esfuerzos estáticos y dinámicos del conjunto de la máquina, así como los movimientos de rotación de los ejes. Y no es que el rodamiento sea un elemento mecánico barato, pero resulta más económico sustituir los rodamientos que otro tipo de elementos mecánicos (árboles, engranajes, etc.).

Para que el rodamiento desarrolle con eficacia esa ingrata labor deben tenerse en cuenta factores tales como ocupar el mínimo espacio dentro de la máquina, lubricación, resistencia mecánica, rozamiento, dinámica de los elementos que lo componen, dilataciones, elección de los materiales adecuados, etc.; por ello, en la fabricación de rodamientos se exigen tolerancias y acabados muy rígidos.

El rodamiento es un producto caro, como ya se comentó, pero normalmente resulta más costoso parar la máquina e interrumpir el trabajo que esta desarrolla para cambiar el rodamiento, por esto es tan importante su mantenimiento predictivo y su limitación de horas de trabajo, sobre todo, aquellos que operan en aplicaciones que se desarrollan en ambientes contaminantes.

Como ya se ha dicho, los cojinetes de rodadura o rodamientos se usan como soportes de ejes y árboles en los que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante. Se emplean para soportar cargas radiales, cargas axiales o una combinación de ambas.

En definitiva, las principales ventajas que muestra un rodamiento en comparación con un cojinete deslizante son:

- Bajo par de arranque.
- Baja fricción a altas velocidades.
- Bajo consumo de energía.
- Pequeño ancho.
- Bajo consumo de lubricante.
- Largos intervalos de relubricación.
- Fácil de montar y desmontar.
- Dimensiones estandarizadas.

2.2. Elementos principales de un rodamiento.

Un rodamiento diseñado para soportar carga radial está compuesto por un anillo interno solidario al árbol o eje, un anillo externo unido al soporte del rodamiento y un conjunto de elementos rodantes entre ambos anillos. Con la finalidad de mantener los elementos rodantes separados para evitar que entren en contacto entre sí se instalan jaulas, que rotan junto con los elementos rodantes alrededor del eje del rodamiento.

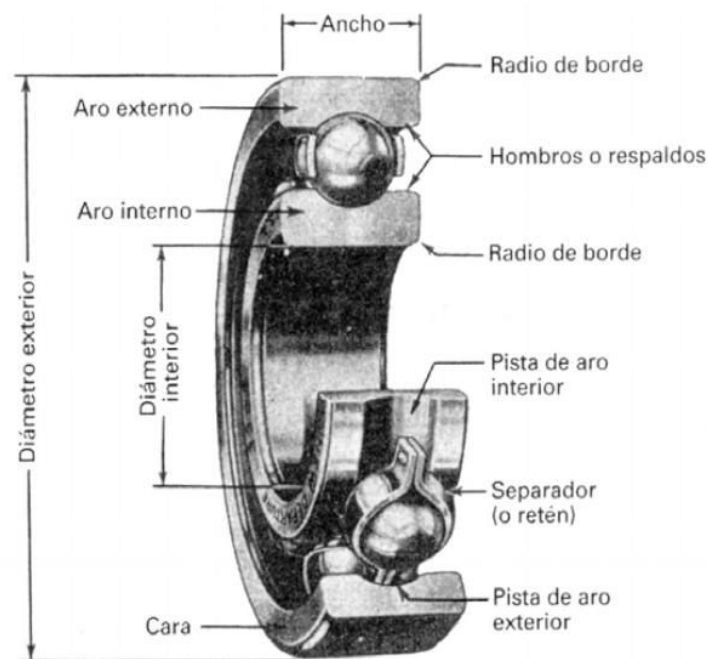


Figura 2.2. Partes fundamentales de un rodamiento de bolas.



2.3. Parámetros principales de un rodamiento.

A continuación se definen los principales parámetros de un rodamiento:

2.3.1. Capacidad estática de carga de un rodamiento.

La capacidad estática de carga de un rodamiento indica la carga necesaria para causar una deformación, en el elemento rodante o en la pista de rodadura, de una diezmilésima (0,0001) del diámetro del elemento rodante en el punto en el cual la presión es máxima, y siguiendo la línea que forman el centro del elemento rodante y el contacto entre él y la pista de rodadura.

La capacidad estática de carga de un rodamiento se suele emplear como parámetro de referencia de la máxima carga estática que admite un rodamiento, para rodamientos de precisión menores que la capacidad de carga estática y para rodamientos sin condiciones tan estrictas, superiores a dicha carga.

La capacidad estática de carga C_0 de un rodamiento de ranura profunda o de contacto angular, de i filas de bolas, será:

$$C_0 = i \cdot Z \cdot f_0 \cdot D_b^2 \cdot \cos \alpha$$

Si los elementos rodantes fueran cilindros:

$$C_0 = i \cdot Z \cdot f_0 \cdot D_b^2 \cdot l_e \cdot \cos \alpha$$

, donde Z representa el número de elementos rodantes, l_e la longitud del rodillo, D_b el diámetro del elemento rodante (bola o rodillo), α el ángulo de contacto del rodamiento y f_0 sería un coeficiente cuyo valor se tomaría de una tabla o una gráfica diferente para cada tipo de rodamiento.

Si esto mismo se aplica a los rodamientos de empuje, puede quedar como expresión de la capacidad estática de carga estática para carga axial centrada de un rodamiento de empuje, cuyos elementos rodantes son bolas, la siguiente:

$$C_0 = i \cdot Z \cdot f_0 \cdot D_b^2 \cdot \sin \alpha$$

Si los elementos rodantes del rodamiento de empuje fueran cilindros, la expresión de la capacidad estática de carga para carga axial centrada de un rodamiento de empuje sería la siguiente:

$$C_0 = i \cdot Z \cdot f_0 \cdot D_b \cdot \sin \alpha$$

La capacidad estática de carga no representa la carga a partir de la cual los componentes del rodamiento se rompen. Varios experimentos han demostrado que la



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

carga a la cual los elementos de los rodamientos resultan fracturados excede de $8 \cdot C_o$. Por ello, en rodamientos usados en aplicaciones donde no se requieran unas condiciones muy estrictas, la carga estática permitida puede sobrepasar el valor de la capacidad de carga estática del rodamiento. Por otra parte, para rodamientos de precisión sujetos a altas cargas de choque, la carga estática permitida sería igual a la capacidad de carga estática del rodamiento partido por un factor de seguridad que siempre sería mayor que uno.

2.3.2. Carga estática equivalente de un rodamiento.

Si la carga que actúa sobre un rodamiento tiene una forma diferente a las condiciones que definen la capacidad estática de carga, como combinación de carga axial y carga radial, es necesario convertir la carga actual a la carga estática equivalente.

Si la carga radial es F_r , la carga axial o de empuje es F_a , el factor de rotación es V , y las variables X_0 e Y_0 son los factores estáticos radial y axial, la carga estática equivalente de un rodamiento de bolas de contacto angular será el valor mayor de los dos valores que representan las siguientes ecuaciones:

$$P_0 = V \cdot F_r$$

$$P_0 = X_0 \cdot V \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Este mismo criterio es válido para rodamientos de rodillos cónicos. Sin embargo, para rodamientos de empuje, la expresión que define la carga estática equivalente es:

$$P_0 = 2,3 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot F_r + F_a$$

, donde α es el ángulo de contacto.

2.3.3. Capacidad dinámica de carga de un rodamiento.

Se podría definir la capacidad dinámica de carga de un rodamiento como la carga máxima que puede soportar un cojinete en movimiento, sin que aparezcan signos de fatiga en ninguno de sus elementos, durante un millón de revoluciones del mismo.

Lógicamente, si se le aplica otra carga P (carga dinámica equivalente), puramente radial, pero menor que la capacidad dinámica de carga C , el rodamiento alcanzaría una vida más larga (mayor número de revoluciones).

Experimentalmente, se ha comprobado que la vida nominal o duración útil de un rodamiento es igual a la expresión:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

En la expresión anterior, el término p es una constante que depende del elemento rodante ($p = 3$ para cojinetes de bolas y $p = 10/3$ para cojinetes de rodillos).

2.3.4 Carga dinámica equivalente de un rodamiento.

La capacidad dinámica de carga de un rodamiento es la carga asumida para condiciones muy severas. En la mayoría de las aplicaciones, las cargas que actúan sobre el rodamiento en movimiento no son tan extremas, pero resultan ser una combinación de carga axial y radial, cuya resultante se denominará carga dinámica equivalente.

Como se verá posteriormente, para calcular la duración o vida útil de un rodamiento, se supondrá una carga radial y axial constante a lo largo de todo el proceso. El comportamiento de esa fuerza (carga dinámica equivalente), servirá para hallar la vida útil del rodamiento.

La carga dinámica equivalente de un rodamiento radial o de contacto angular será:

$$P = V \cdot F_r \cdot \frac{F_a}{F_r} \leq \zeta \cdot \tan \alpha \equiv e$$

$$P = X_0 \cdot V \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \cdot \frac{F_a}{F_r} > \zeta \cdot \tan \alpha \equiv e$$

, donde la carga radial es F_r , la carga axial o de empuje es F_a , el factor de rotación es V , las variables X_0 e Y_0 son los factores dinámicos radial y axial, ζ es una constante que depende del tipo de rodamiento usado, con los siguientes valores:

- $\zeta = 1,1$ para rodamientos radiales de bolas,
- $\zeta = 1,5$ para rodamientos radiales de rodillos,
- $\zeta = 1,25$ para rodamientos de contacto angular de bolas)

, y e es un parámetro que depende de la constante ζ y del ángulo de contacto α .

La 2ª ecuación anterior, con ligeras variaciones, también es idónea para hallar la carga dinámica equivalente de rodamientos de empuje o axiales.

Cuando la carga y la velocidad de rotación del rodamiento varían con el tiempo, la carga dinámica equivalente P será:

$$P = \sqrt[p]{\frac{\sum \left(\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot n_i \cdot P_i^p \right)}{\sum (q_i \cdot n_i)}}$$

y la velocidad de revolución equivalente n será:



$$n = \frac{\sum (q_i \cdot n_i)}{100}$$

, donde:

p es el exponente de duración de vida ($p = 3$ para bolas y $p = 10/3$ para rodillos).

n_i es la velocidad de rotación del rodamiento en cada condición de funcionamiento.

P_i es la carga dinámica equivalente en cada condición de funcionamiento.

q_i (en %) es el porcentaje de tiempo de cada condición variable en función del tiempo total de funcionamiento T ($q_i = 100 \cdot t_i / T$ %).

a_i es el coeficiente de duración de para cada condición de funcionamiento.

2.3.5. Otros parámetros de los rodamientos.

Al cociente entre la capacidad dinámica de carga C y la carga dinámica equivalente P a la que está sometida el rodamiento, se le conoce como Seguridad de Carga y es un coeficiente de seguridad que puede expresarse en función de ciertos factores:

$$\frac{C}{P} = \frac{f_L}{f_n \cdot f_H}$$

, donde f_L es un factor de esfuerzos dinámicos, f_n es un factor de seguridad de velocidad y f_H es un factor de dureza.

También hay una Seguridad de Carga Estática definida por cociente entre la capacidad estática de carga C_0 y la carga estática equivalente P_0 a la que está sometida el rodamiento (C_0 / P_0).

Además conviene mencionar la Carga Límite de Fatiga, denominada por P_u en los catálogos de los diferentes fabricantes de rodamientos, y que se define como aquella carga por debajo de la cual y en condiciones de laboratorio (muy favorables para el buen funcionamiento del rodamiento), no se produce fatiga del material. Este coeficiente tiene en cuenta factores tales como el límite de fatiga del material, la distribución de cargas en el rodamiento, el grosor de la película de lubricante y las condiciones de rozamiento.

También es interesante definir el concepto de Carga Mínima como la menor cantidad de carga necesaria para que el rodamiento funcione correctamente. Este valor suele ser de $0.02 \cdot C$ en los rodamientos de rodillos y de $0.01 \cdot C$ en los de bolas, siendo C la capacidad dinámica de carga.

2.4. Normalización de rodamientos.

Los fabricantes y los usuarios de rodamientos sólo están interesados, por motivos de costes, calidad y facilidad de recambio, en un número limitado de tamaños de

rodamientos.

En consecuencia, la Organización Internacional de Normalización (ISO) ha establecido unos planes generales para las dimensiones principales de:

Los rodamientos radiales métricos en la normativa ISO 15:1998, excepto los rodamientos de rodillos cónicos.

Los rodamientos radiales de rodillos cónicos métricos en la normativa ISO 355:1977.

Los rodamientos axiales métricos en la normativa ISO 104:2002.

2.4.1. Planes generales de la ISO.

Los planes generales de la ISO para las dimensiones principales de los rodamientos radiales contienen una serie progresiva de diámetros exteriores normalizados para cada uno de los diámetros de agujero normales expuestos en las Series de diámetros 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3 y 4 (diámetros exteriores en orden creciente). Dentro de cada Serie de diámetros se han establecido a su vez diferentes series de anchuras (series de anchuras 8, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7 en orden creciente). Las series de anchuras para los rodamientos radiales corresponden a las series de alturas para los rodamientos axiales (series de alturas 7, 9, 1 y 2 en orden creciente).

Mediante la combinación de una serie de anchuras o de alturas con una serie de diámetros, se obtiene una serie de dimensiones, identificada por dos cifras. La primera cifra indica la serie de anchura o de altura, y la segunda cifra indica la serie de diámetros.

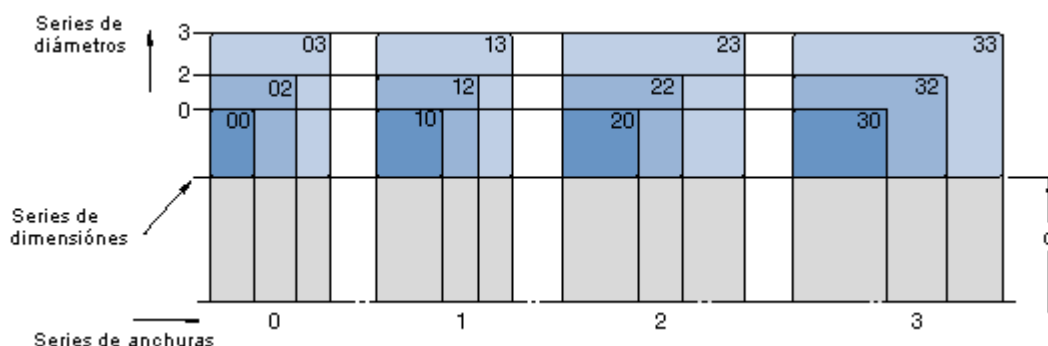


Figura 2.3. Combinación de una serie de anchura con serie de diámetros.

En el Plan General de la ISO para los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos en series métricas, las dimensiones principales están agrupadas en determinadas gamas de ángulos de contacto α , denominadas series de ángulos (series de ángulos 2, 3, 4, 5, 6 y 7 en orden creciente). Las series de diámetros y de anchuras han sido establecidas basándose en la relación entre los diámetros exterior y de agujero, así como entre la anchura total del rodamiento y la altura de sección transversal. En estos rodamientos, las series de dimensiones se obtienen combinando la serie de ángulos con una serie de diámetros y otra de anchuras. Por tanto, combinando una serie de ángulos con una serie de diámetros y de anchura, se obtiene una serie de dimensiones.

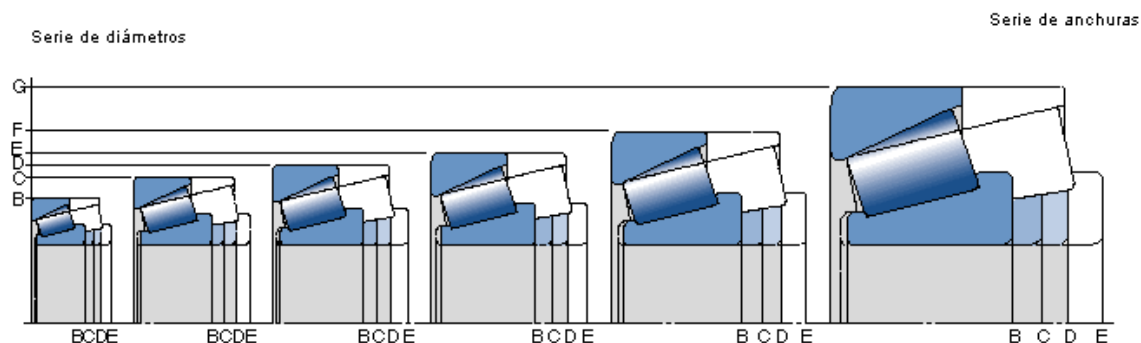


Figura 2.4. Combinaciones de una serie de ángulos con diámetros y anchura.

Estas series de dimensiones consisten de una cifra para la serie de ángulos y dos letras, donde la primera letra identifica la serie de diámetros y la segunda letra la serie de anchuras.

Salvo algunas excepciones, determinadas por la evolución de los rodamientos, los rodamientos incluidos en este catálogo cumplen con los Planes Generales de la ISO u otras normativas ISO para las dimensiones de algunos tipos de rodamientos para las que son inadecuadas las series de dimensiones. Por consiguiente, la intercambiabilidad está garantizada.

La experiencia ha demostrado que los requisitos de la gran mayoría de aplicaciones de rodamientos se pueden satisfacer mediante el uso de estas dimensiones normalizadas.

2.4.2. Planes generales para rodamientos en pulgadas.

Gran parte de los rodamientos en pulgadas son rodamientos de rodillos cónicos. Las dimensiones de estos rodamientos cumplen con la normativa AFBMA 19-1974 (ANSI B3.19-1975). La Normativa ANSI/ABMA 19.2-1994 ha sustituido por tanto a esta normativa, pero ya no incluye las dimensiones.

Además de los rodamientos de rodillos cónicos en pulgadas, también se encuentran disponibles algunos rodamientos de bolas y de rodillos cilíndricos en pulgadas que siguen la anterior Normativa Británica BS292-2:1982. Esta normativa ha sido retirada como consecuencia de la adopción del sistema métrico, y no se recomienda usar estos rodamientos para los nuevos diseños.

2.4.3. Rodamientos identificados por número de plano.

Los rodamientos con un número de plano suelen tener unas dimensiones a medida, aunque con frecuencia la diferencia entre un rodamiento con número de dibujo y un rodamiento estándar reside en el diseño interno o en un chaflán modificado. En algunos casos, p.ej. en los rodamientos de varias hileras de rodillos para máquinas de laminación, las dimensiones se han normalizado para la industria, así que de nuevo, la intercambiabilidad está asegurada.



2.5. Clasificación de los rodamientos.

Los rodamientos se pueden clasificar según tres grupos, atendiendo a la forma de los elementos rodantes, el tipo de carga que soportan y la inclinación que permite el eje o árbol.

2.5.1. Atendiendo a su forma.

2.5.1.1. Rodamientos de bolas.

Los elementos rodantes son bolas. Los rodamientos de bolas se caracterizan por una sola y profunda ranura en los anillos interno y externo en la cual van alojadas las bolas, pueden soportar carga radial y en menor medida empuje o carga axial. Aunque están diseñados para soportar una determinada carga (radial o axial) admiten también una pequeña carga en sentido diferente al principal, los de rodillos no. Pueden girar a más velocidad que los de rodillos y a mayor número de bola, poseen mayor capacidad de soportar carga.

2.5.1.2. Rodamientos de rodillos.

Los elementos rodantes son rodillos. La principal ventaja que ofrecen los rodamientos de rodillos respecto a los rodamientos de bolas es que para un tamaño semejante pueden soportar más carga.

Sin embargo, presentan algunas desventajas importantes, necesitan una configuración geométrica casi perfecta de pistas y rodillos para evitar el desalineamiento y, generalmente, sólo soportarán cargas en una dirección, o axiales o radiales.

Por otro lado, los rodamientos de rodillos esféricos reúnen las mejores características de los de bolas y rodillos, y pueden ser autoalineables.

Rodamientos de rodillos cilíndricos.

Los elementos rodantes son rodillos de geometría cilíndrica siendo el cociente entre la longitud y el diámetro menor que 2.5.

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no. Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.

Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.

Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.

Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos. Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

Algunas aplicaciones de los rodamientos de rodillos cilíndricos son: motores vibrantes, cajas reductoras, turbinas de gas, motores eléctricos de media y alta potencia, locomotoras eléctricas, prensas, poleas, husillos de máquinas herramientas y otros.

Rodamientos de agujas.

Los elementos rodantes son rodillos muy delgados de geometría cilíndrica siendo el cociente entre la longitud y el diámetro mayor que 2.5.

A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado.

Algunas de las aplicaciones de los rodamientos de rodillos de aguja son: mecanismos de sincronismo de cajas de cambio automáticas, engranajes planetarios de las reducciones epicicoidales de las ruedas de los vehículos industriales y otros.

A continuación se presenta una breve descripción de diferentes tipos de rodamientos de rodillos de agujas.

Con coronas de agujas: Las coronas de agujas son componentes completos y listos para montar en los rodamientos. Constituyen una elección excelente para aplicaciones que requieran una disposición de rodamientos muy rígida, así como una gran capacidad de carga.

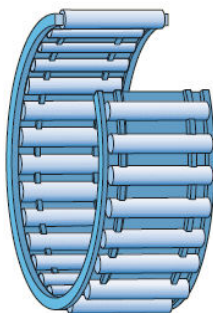


Figura 2.5. Rodamiento con corona de agujas.

Con casquillos de agujas: Los casquillos de agujas son rodamientos de agujas con un aro exterior delgado embutido con fondo o sin fondo. Se caracterizan por su pequeñísima sección transversal y su elevada capacidad de carga. Los casquillos de agujas se usan generalmente en aplicaciones en las que el agujero del soporte no se puede usar como camino de rodadura de una corona de agujas, pero se requiere una disposición de rodamientos muy compactos y económicos.

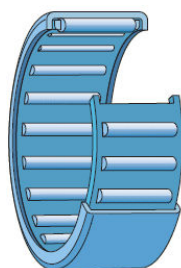


Figura 2.6. Rodamiento con casquillo de agujas sin fondo.

Los casquillos de agujas con fondo son adecuados para disposiciones de rodamientos en los extremos de ejes. El diseño perfilado de la base con fondo soporta pequeñas fuerzas axiales de guiado. Los casquillos de agujas suelen montarse directamente en el eje.

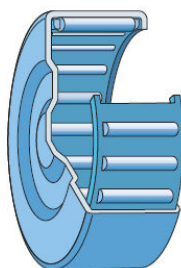


Figura 2.7. Rodamiento con casquillo de agujas con fondo.

El casquillo es de chapa de acero templado y la corona de agujas forma una unidad no desarmable. El espacio disponible para el lubricante es suficientemente amplio para permitir largos intervalos de lubricación. Generalmente, los casquillos de agujas tienen una sola hilera de agujas. Los casquillos de agujas se montan con un ajuste de interferencia en el agujero del alojamiento. Por ello, no se requieren resaltes ni anillos de retención para fijar el rodamiento axialmente, por lo que el diseño del alojamiento es simple y se puede conseguir de forma económica. Para soportar cargas radiales y axiales combinadas, los casquillos de agujas se pueden combinar con un rodamiento axial de agujas con una espiga de centraje.

Con aros mecanizados: Los rodamientos de agujas con aros mecanizados de acero para rodamientos al cromo tienen una baja sección transversal y una capacidad de carga muy elevada para su tamaño.

Dependiendo de la aplicación, se pueden utilizar con o sin aro interior. Los rodamientos de agujas sin aro interior (*Figura 2.8*) son una elección excelente para disposiciones de rodamientos compactas si se puede templar y rectificar el eje. Al no ser necesario un aro interior, el diámetro del eje puede ser mayor, y por lo tanto, más fuerte y rígido. El desplazamiento axial del eje respecto del alojamiento sólo está limitado por la anchura del camino de rodadura del eje. Mecanizando los caminos de rodadura del eje conforme a las precisiones de dimensiones y forma adecuadas, se pueden conseguir disposiciones de rodamientos con una gran precisión de giro.

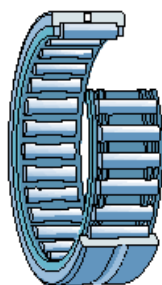


Figura 2.8. Rodamiento de agujas con aro mecanizado, sin aro interior.

Los rodamientos de agujas con aro interior (*Figura 2.9*) se usan para las disposiciones en las que no es posible, o resulta muy costoso, templar y rectificar el eje. Los rodamientos con aro interior sólo permiten el desplazamiento axial del eje respecto del alojamiento dentro de ciertos límites. Si el desplazamiento axial permisible proporcionado por un aro interior estándar es insuficiente, se puede usar un aro interior prolongado.

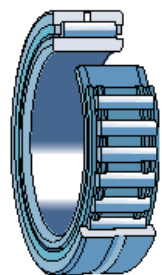


Figura 2.9. Rodamiento de agujas con aro mecanizado, con aro interior.

Para soportar cargas radiales y axiales combinadas, los rodamientos de agujas con aros mecanizados se pueden combinar con rodamientos axiales de agujas con espiga de centraje.

Rodamientos de agujas autoalineables: Los rodamientos de agujas autoalineables tienen un aro exterior con superficie exterior esférica convexa. Sobre el aro exterior hay instalados dos aros de asiento de polímero con una superficie interior esférica cóncava que se introduce

en un manguito de chapa de acero embutido, permitiendo que el rodamiento se alinee por sí mismo. Los rodamientos de agujas a rótula son por lo tanto insensibles a la desalineación estática del eje respecto al soporte. Se pueden dar con aro o sin aro interior. Los rodamientos sin aro interior son la solución óptima para disposiciones compactas en las que el eje se puede templar y rectificar.

En las aplicaciones en que no es posible o es excesivamente costoso templar y rectificar el eje, se deberán usar rodamientos con aro interior.

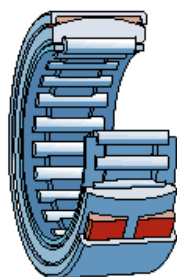


Figura 2.10. Rodamiento de agujas autoalineables, sin aro interior.

Los rodamientos con aro interior (Figura 2.11) sólo permiten desplazamientos axiales del eje respecto al alojamiento dentro de ciertos límites. Si se van a producir desplazamientos axiales mayores, se podrán usar aros interiores prolongados, más anchos que los aros interiores estándar, estos aros interiores prolongados se deberán usar también cuando el camino de rodadura del aro interior vaya a servir como superficie de apoyo para una obturación adyacente al rodamiento.

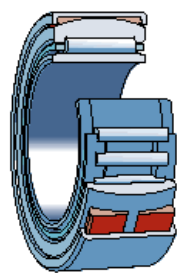


Figura 2.11. Rodamiento de agujas autoalineables, con aro interior.

Rodamientos de rodillos esféricos.

Los elementos rodantes son cilindros de sección variable, presentando una superficie esférica. Este rodamiento tiene capacidad de auto-alineamiento, y por lo tanto, es adecuado para ser utilizado en aplicaciones donde se presente desalineamiento entre el anillo interior y el anillo exterior, ya sea provocado por errores de instalación del alojamiento o por flexión del eje.

Los rodamientos de rodillos esféricos tienen una alta capacidad de soportar cargas radiales, cargas axiales en cualquier dirección y cargas combinadas. También son adecuados para aplicaciones en donde se presenten vibraciones y cargas de choque.



Figura 2.12. Rodamiento de rodillos esféricos.

Rodamientos de rodillos cónicos.

Los elementos rodantes tienen forma tronco cónica. El rodamiento de rodillos cónicos, debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente.



Figura 2.13. Rodamiento de rodillos cónicos.

Algunas aplicaciones de los rodamientos de rodillos cónicos son: ventiladores mineros, máquinas herramientas, cajas reductoras, vagones de trenes, embarcaciones marítimas, aeronáuticas (tren de aterrizaje), cajas de cambios manual, ruedas de transmisiones de automóviles y camiones, máquinas de obras públicas, transmisiones y bujes de las ruedas de trenes, electrodomésticos y maquinaria industrial, en general.

2.5.2. Atendiendo al tipo de carga que soportan.

2.5.2.1. Rodamientos radiales.

Pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.

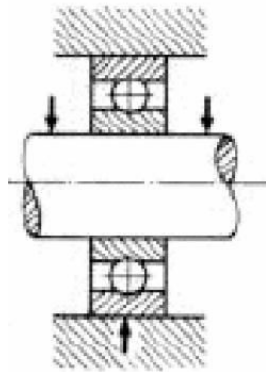


Figura 2.14. Rodamiento radial.

2.5.2.2. Rodamientos axiales.

Pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser: rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.

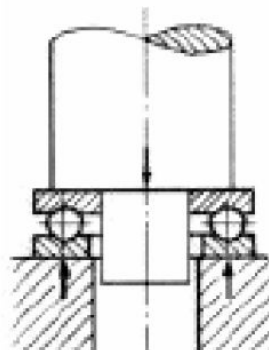


Figura 2.15. Rodamiento axial.

Rodamientos axiales de bolas de simple efecto.

El rodamiento axial de bolas de simple efecto consta de una hilera de bolas entre dos aros, uno de los cuales, el aro fijo al eje, es de asiento plano, mientras que el otro, el aro apoyado en el soporte, puede tener asiento plano o esférico. En este último caso, el

rodamiento se apoya en una contra placa. Los rodamientos con asiento plano deberían, sin duda, preferirse para la mayoría de las aplicaciones, pero los de asiento esférico son muy útiles en ciertos casos, para compensar pequeñas inexactitudes de fabricación de los soportes. El rodamiento está destinado a resistir solamente carga axial en una dirección.

Algunas de las aplicaciones de los rodamientos axiales de bolas son: máquinas herramientas, cajas reductoras, carteles publicitarios giratorios con ejes verticales y otros.

Rodamientos axiales de rodillos a rótula.

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática. Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga. Contrariamente a los otros rodamientos axiales, éste puede resistir también cargas radiales.

2.5.2.3. Rodamientos de empuje, mixtos o de contacto angular.

En la figura 2.15 se representa el esquema de un rodamiento de bolas de contacto angular. En este tipo de rodamientos los puntos de apoyo del elemento rodante con las pistas no están situados en la vertical del radio si no que forman un ángulo con este. Son los más adecuados cuando se utilizan en aplicaciones que conllevan combinaciones de cargas radiales y axiales e incluso axiales puras.

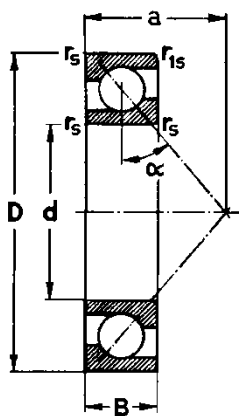


Figura 2.16. Esquema de un rodamiento de bolas de contacto angular.

Sus mejores características son:

- Los ángulos de contacto nominales de los rodamientos son 15°, 25°, 35° y 40°. En los casos de mucha exactitud o alta velocidad se seleccionarán los rodamientos con un ángulo de contacto inferior (15°). Los ángulos de contacto más grandes son

utilizados para aplicaciones con elevadas cargas axiales.

- El método de ensamblaje de estos rodamientos es diferente de los rodamientos de bolas de ranura profunda. El anillo exterior se dilata al ser calentado y se ensambla axialmente al conjunto de anillo interior, jaula y bolas. Generalmente, en estos rodamientos se pueden insertar más bolas que en los de ranura profunda con dimensiones externas semejantes, por consiguiente, la capacidad de carga dinámica es mayor.
- En este tipo de rodamiento, las cargas son transmitidas desde una pista de rodadura a otra con un cierto ángulo de contacto. Por ello, estos rodamientos son especialmente convenientes cuando se aplican cargas radiales y axiales combinadas.
- Los rodamientos de contacto angular con una hilera de bolas absorben fuerzas axiales en un sentido solamente, por lo que se montan normalmente ajustados sobre un segundo rodamiento, encargado del guiado en sentido opuesto.

Se deben de montar dos rodamientos de contacto angular en oposición (como los mostrados en la figura 2.16) para eliminar la holgura axial cuando actúa una carga radial pura. También se puede recurrir a instalar, sobre todo donde el espacio es reducido, rodamientos de bolas de contacto angular con dos filas de bolas (disposición en O, en X o en T).

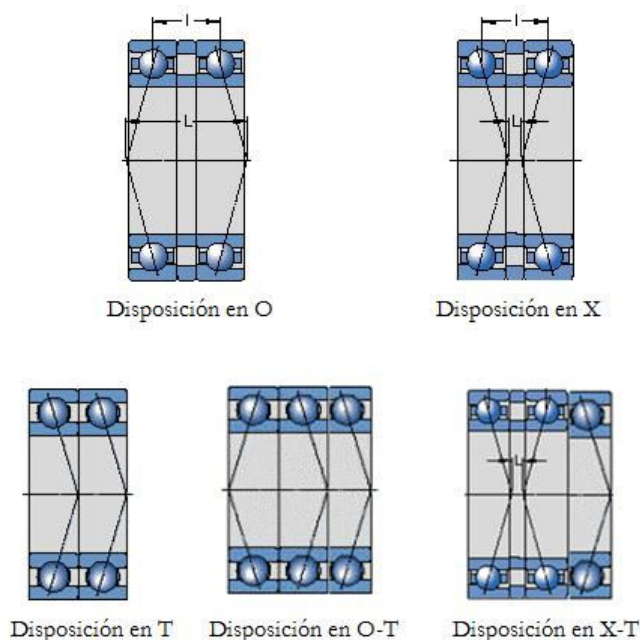


Figura 2.17. Disposiciones de los rodamientos de bolas de contacto angular.

Generalmente, para aumentar la rigidez total del sistema completo, se recurre a montar los rodamientos por parejas: montajes cara a cara (o disposición en O), montajes

espalda contra espalda (o disposición en X) y montajes en tándem (disposición en T).

En la figura 2.18 se puede ver, por ejemplo, la disposición de los rodamientos en el husillo de un torno de una potencia de 11 kW y con una velocidad máxima de giro de 3600 r.p.m., y capaz de soportar una carga máxima de 1000 kg.

Los rodamientos de contacto angular se utilizan principalmente en aplicaciones con alta velocidad o en condiciones de requerir máxima exactitud, también en los casos de cargas axiales y radiales combinadas.

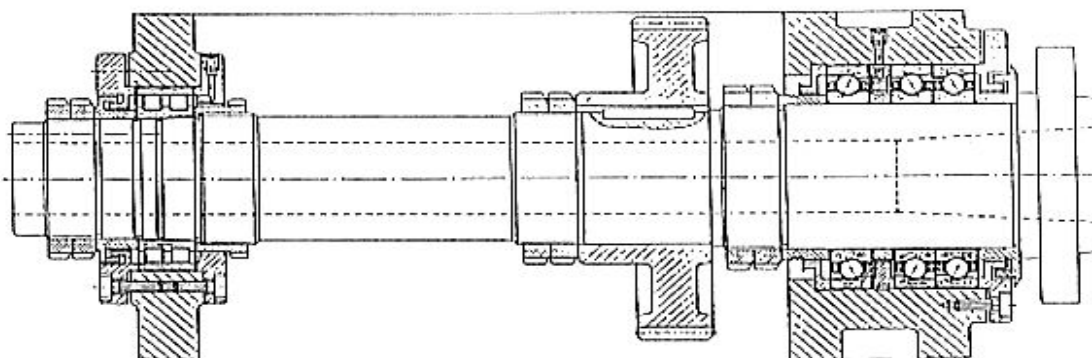


Figura 2.18. Representación gráfica de la sección del husillo de un torno.

A continuación se describen los rodamientos de bolas de contacto angular más utilizados.

Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular.

Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales que actúen solamente en un sentido. Normalmente los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, tienen un resalte alto y otro bajo, aunque algunos rodamientos tienen un aro interior con dos resaltes altos como los rodamientos rígidos de bolas. El resalte bajo en uno o en ambos aros permite incorporar un gran número de bolas al rodamiento, permitiendo así una capacidad de carga relativamente alta. Estos rodamientos son de diseño no desarmable.

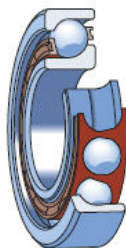


Figura 2.19. Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular.

Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular.

Los rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular (*Figura 2.11*) al igual que los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas se usan cuando la capacidad de carga de los de una hilera es insuficiente ya que estos presentan una mayor capacidad de carga considerablemente más alta que los rodamientos de una hilera.



Figura 2.20. Rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular.

Algunas de las aplicaciones típicas de los rodamientos de contacto angular de bolas de dos hileras son: motores verticales, máquinas herramientas, mezcladoras, bombas, ruedas de automóviles, apoyos de tornillos sin fin, maquinaria de alta velocidad, etc.

Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto.

Los rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto son rodamientos radiales de una hilera de bolas con contacto angular con caminos de rodadura diseñados para soportar cargas axiales en ambos sentidos. Pueden soportar cargas radiales que no superen una cierta proporción de la carga axial. Estos rodamientos ocupan bastante menos espacio axial que los rodamientos de dos hileras. Estos rodamientos tienen un ángulo de contacto de 35° o 45° . El aro interior está partido permitiendo la incorporación de un gran número de bolas al rodamiento, dotándole de una gran capacidad de carga. Los rodamientos son de diseño desmontable, es decir, el aro exterior con las bolas y la jaula pueden montarse por separado de las dos mitades del aro interior.



Figura 2.21. Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto.

Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje.

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada. Tienen diversos usos industriales, y su extracción es segura.



***Figura 2.22.** Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje.*

Rodamientos de aguja de empuje.

Pueden soportar pesadas cargas axiales, son insensibles a las cargas de choque y proveen aplicaciones de rodamientos duros requiriendo un mínimo de espacio axial.

2.5.3. Atendiendo a la inclinación del eje o árbol.

2.5.3.1. Rodamientos rígidos.

Estos rodamientos no permiten ninguna oscilación del rodamiento respecto del eje en un plano perpendicular al del giro de los elementos rodantes. Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos.

Los rodamientos rígidos de bolas más utilizados son los de una hilera y los de dos hileras de bolas.

Algunas de las aplicaciones típicas de los rodamientos rígidos de bolas son: motores eléctricos, cintas transportadoras, bombas, aplicaciones domésticas, en máquinas de oficina, máquinas herramientas y en aquellas máquinas donde quiera que haya elementos en rotación con baja fricción y poco ruido.

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

Son particularmente versátiles. Su diseño es sencillo, no desarmables, son apropiados para velocidades altas e incluso muy altas y resistentes durante su funcionamiento, exigiendo muy poco mantenimiento. Las ranuras profundas de los caminos de rodadura y el alto grado de osculación entre éstas y las bolas, permiten que los rodamientos rígidos de bolas soporten cargas axiales en ambos sentidos, además de cargas radiales, incluso a altas velocidades. Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son los más utilizados.

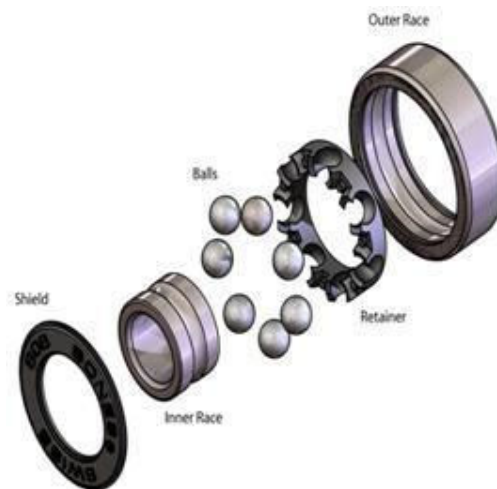


Figura 2.23. *Explosionado de un rodamiento rígido de una hilera de bolas.*

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado: Estos rodamientos presentan escotes tanto en el aro interior como en el exterior permitiendo la incorporación de más bolas y de mayor tamaño que los rodamientos rígidos de bolas estándar. Los rodamientos con escotes de llenado tienen más capacidad de carga radial que los rodamientos sin escotes de llenado, pero su capacidad de carga axial es limitada. Además son incapaces de funcionar a velocidades tan altas como los rodamientos sin escotes de llenado.

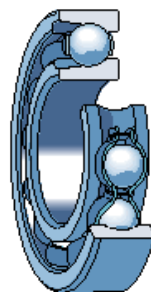


Figura 2.24. *Rodamiento rígido de una hilera de bolas con escote de llenado.*

Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas.

Los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas se corresponden en diseño a los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Tienen caminos de rodadura profunda ininterrumpida y una gran oscilación entre las bolas y los caminos de rodadura. Pueden soportar cargas axiales en ambos sentidos además de cargas radiales. Los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas son muy adecuados para disposiciones donde la capacidad de carga de los de una hilera es insuficiente. Para los mismos diámetros exteriores y de agujero, los rodamientos de dos hileras son ligeramente más anchos que los de una hilera, pero tienen una capacidad de carga considerablemente más alta que los rodamientos de una hilera.

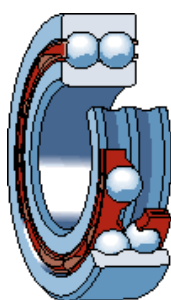


Figura 2.25. Rodamiento rígido de dos hileras de bolas.

2.5.3.2. Rodamientos a rótula, oscilantes o autoalineables.

Estos rodamientos sí que permiten una cierta oscilación del rodamiento respecto del eje, en el plano perpendicular al del giro de los elementos rodantes. Esta característica se logra con una pista de rodadura esférica que permite a las bolas o barriletes desplazarse para acomodarse a la desalineación del eje. Son muy utilizados en maquinaria pesada debido a la necesidad de prevenir daños frente a las deformaciones de los ejes, cargas provocadas por dilataciones térmicas y cargas dinámicas.

Algunas aplicaciones de los rodamientos a rótula son: motores de tracción, maquinaria de fabricación de papel, embarcaciones marítimas, vagones de trenes, rodillos laminadores, molinos, zarandas vibratorias, chancadoras, ventiladores y extractores industriales.

Rodamientos de bolas a rótula.

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. Son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción. De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior. Este tipo de rodamientos tienen menor fricción que otros tipos de rodamientos, por lo que se calientan menos en las mismas condiciones de carga y

velocidad, siendo aptos para mayores velocidades.



Figura 2.26. Rodamiento de bolas a rótula.

Rodamientos de rodillos a rótula.

El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por cojinetes de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.



Figura 2.27. Rodamiento de rodillos a rótula.



Capítulo II

Cinemática y Dinámica de los Rodamientos

3.1. Cinemática de los rodamientos sometidos a carga radial.

Para realizar el estudio cinemático se va a considerar que el aro externo es fijo, el aro interno móvil y el rodamiento está sometido a una carga radial. El aro interno provoca el giro de las bolas al girar, siendo este giro muy complejo, aunque para facilitar nuestro estudio lo podemos simplificar dividiéndolo en un giro sobre el centro del rodamiento y otro sobre su propio centro.

Además vamos a analizar la dinámica del rodamiento de bolas sometido carga radial en tres supuestos distintos: no hay deslizamiento entre las bolas y el aro externo, el deslizamiento se produce en el mismo sentido en el que la bola gira sobre el centro del rodamiento, y por último, el deslizamiento se produce en sentido contrario.

3.1.1. Caso sin deslizamiento.

Al girar el árbol unido en la parte interior del rodamiento hace que las bolas giren sobre si mismas, al mismo tiempo que se trasladan. Las bolas están animadas de un movimiento compuesto, pero plano en este caso.

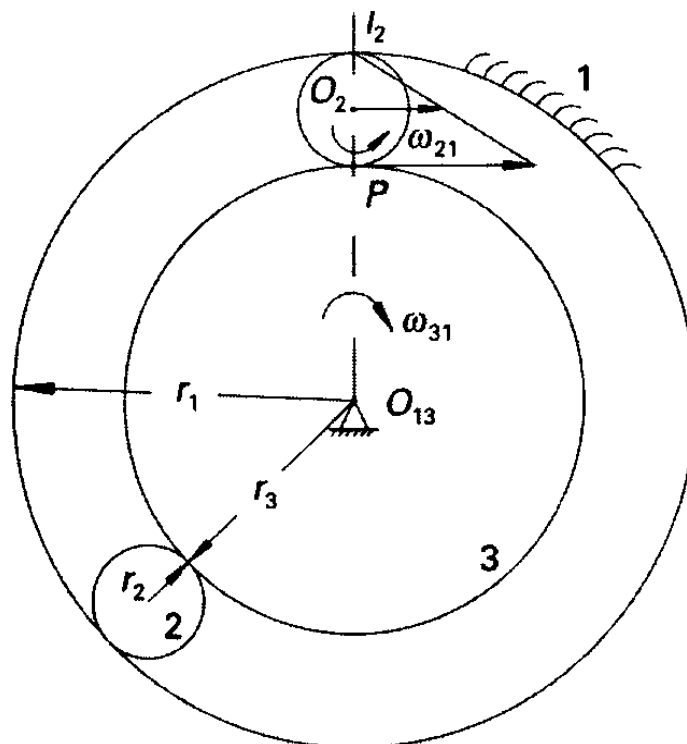


Figura 3.1. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento sin deslizamiento.

La velocidad de rotación del elemento rodante sobre si mismo, y la de rotación de este respecto al eje del rodamiento pueden calcularse fácilmente.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

En la figura 3.1., conocida la velocidad absoluta de giro del eje (velocidad angular del aro interior) w_{31} , la velocidad del punto "P" será:

$$V_{p(3)} = w_{31} \cdot r_3$$

Por haber rodadura pura entre los miembros 2 y 3 se tiene:

$$V_{p(3)} = V_{p(2)}$$

Por haber rodadura pura entre 2 y 1 se tiene que $V_{I(2)} = 0$. $I_{(2)}$ es el centro instantáneo de rotación de 2 en su rodadura sobre 1.

Si w_{21} (velocidad angular de la bola) es la velocidad de rotación de 2 respecto de 1, se tendrá:

$$V_{p(2)} = w_{21} \cdot 2 \cdot r_2$$

La velocidad del centro de la bola respecto a su centro de masas puede hallarse tomando:

$$V_{o(2)} = w_{21} \cdot r_2$$

Y por lo tanto:

$$V_{o(2)} = \frac{V_{p(2)}}{2} = \frac{V_{p(3)}}{2} = \frac{w_{31} \cdot r_3}{2}$$

Sutituyendo,

$$w_{21} = w_{31} \cdot \frac{r_3}{2 \cdot r_2}$$

Como se ve, el centro de las bolas y la jaula que las separa se desplaza con una velocidad tangencial $V_{o(2)}$. Esta traslación equivale a una velocidad angular (velocidad angular de la jaula) alrededor del eje del cojinete dada por:

$$w_{o(2)/o(2,3)} = \frac{V_{o(2)}}{(r_3 + r_2)} = \frac{w_{31} \cdot r_3}{(2 \cdot (r_3 + r_2))}$$

, donde $w_{o(2)/o(2,3)}$ es la velocidad angular de la jaula.

3.1.2. Caso de deslizamiento positivo.

Se considera deslizamiento positivo al deslizamiento en el mismo sentido que el desplazamiento de la bola. Este apartado se basa en la figura 3.2. en la que el CIR de la bola (punto I) queda por encima del punto de contacto entre la bola y el aro exterior.

La velocidad del punto B se puede definir como:

$$V_A = V_B + W_{BOLA} \cdot r_{BOLA}$$

Atendiendo a la semejanza de triángulos se llega a la siguiente igualdad:

$$V_A - V_{des} = 2 \cdot (V_B - V_{des})$$

Despejando V_A se obtiene:

$$V_A = 2 \cdot V_B - V_{des}$$

Y sustituyendo V_A en la primera ecuación se consigue la ecuación que define el deslizamiento de la bola sobre el aro exterior:

$$V_{des} = V_B - W_{BOLA} \cdot r_{BOLA}$$

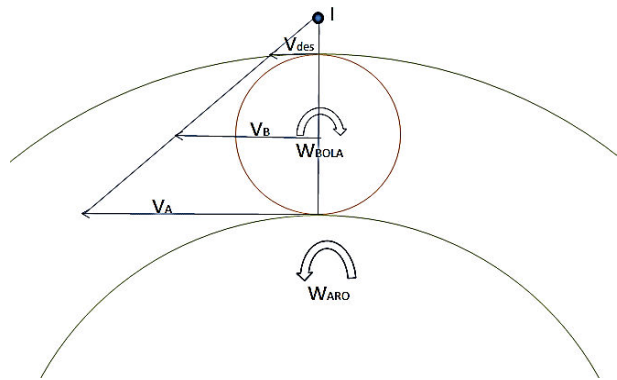


Figura 3.2. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento positivo.

3.1.3. Caso de deslizamiento negativo.

Por último se analiza el comportamiento cinemático del rodamiento donde tenemos deslizamiento y el CIR (punto I) queda por debajo del punto de contacto entre bola y pista exterior.

Las ecuaciones varían debido a la situación del punto I, quedando de la siguiente manera:

Al igual que en el caso anterior, la velocidad del punto B se puede definir como:

$$V_A = V_B + W_{BOLA} \cdot r_{BOLA}$$

Atendiendo a la semejanza de triángulos se llega a la siguiente igualdad:

$$V_A + V_{des} = 2 \cdot (V_B + V_{des})$$

Despejando V_A se obtiene:

$$V_A = 2 \cdot V_B + V_{des}$$

Y sustituyendo V_A en la primera ecuación se consigue la ecuación que define el deslizamiento de la bola sobre el aro exterior:

$$V_{des} = W_{BOLA} \cdot r_{BOLA} - V_B$$

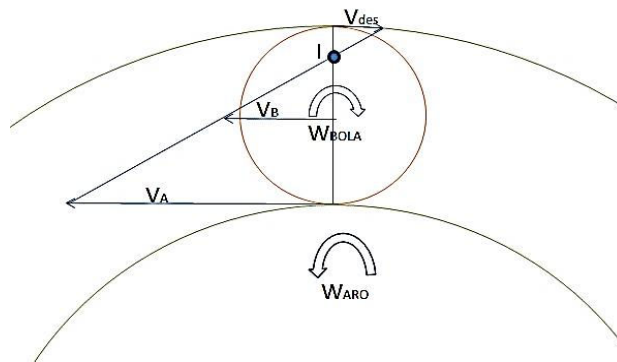


Figura 3.3. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento negativo.

3.2. Estudio dinámico de los rodamientos sometidos a carga radial.

En este apartado se va a estudiar cual es la distribución de carga de los elementos rodantes de un rodamiento sometido a carga radial, dependiendo de si los elementos rodantes son bolas o rodillos, o de si el rodamiento posee holgura diametral o no.

Sea el rodamiento mostrado en la *figura 3.7*, sometido a la carga Q :

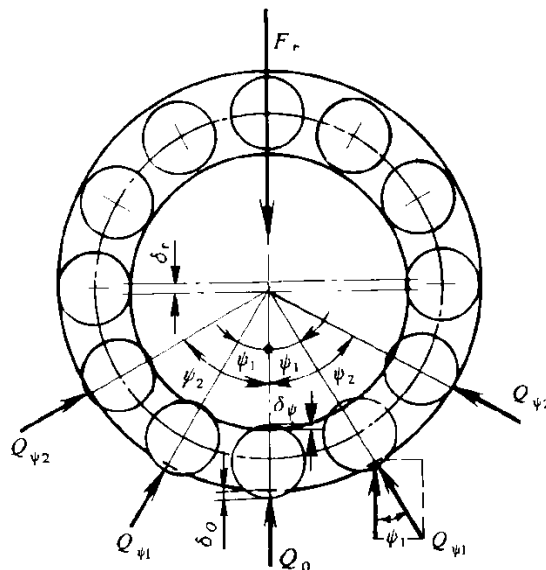




Figura 3.4. Distribución de fuerzas en los elementos rodantes.

La relación carga-desplazamiento en un rodamiento expresada de forma general:

$$Q = K_n \cdot \delta^n$$

Donde:

δ_n : Desplazamiento elástico total entre dos anillos.

K_n : Factor carga-desplazamiento (depende del elemento rodante).

T: Coeficiente dado como $1/n$ ($n=3/2$ para bolas; $n=10/9$ para rodillos).

Q: Carga total aplicada al rodamiento.

Esta relación es muy importante ya que de ella se podrán hallar otras ecuaciones que nos ayudaran en nuestro cálculo.

El desplazamiento elástico total (δ_n) entre los dos anillos es la suma del desplazamiento elástico entre el elemento rodante y la pista del anillo interior (δ_i) y el desplazamiento elástico entre el elemento rodante y la pista del anillo exterior (δ_e):

$$\delta_n = \delta_i + \delta_e$$

Igualando a la relación carga-desplazamiento:

$$\delta_n = \delta_i + \delta_e = Q^T \left(\frac{1}{(K_i)^{1/n}} + \frac{1}{(K_e)^{1/n}} \right) = Q^T \left(\frac{1}{K_n} \right)^{1/n}$$

Simplificando se obtiene:

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i} \right)^{1/n} + \left(\frac{1}{K_e} \right)^{1/n}} \right]^n$$

Además, se sabe que para para bolas,

$$K_p = 2.15 \times 10^5 \sum \rho^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2}$$

y de manera similar para rodillos:

$$K_l = 7.86 \times 10^4 l^{-8/9}$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

El desplazamiento radial para un elemento rodante en cualquier posición angular viene dado por la siguiente ecuación:

$$\delta_{\psi} = \delta_r \cos \psi - \frac{1}{2} P_d$$

Donde:

δ_r : Desplazamiento relativo entre los anillos siguiendo la línea de carga (es decir, $\Psi=0^\circ$).

δ_{ψ} : Desplazamiento elástico siguiendo la línea del ángulo Ψ .

P_d : Holgura diametral.

Esta ecuación la podemos dejar en términos de máximo desplazamiento:

$$\delta_{\psi} = \delta_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]$$

, donde ε es el factor de distribución de carga, que se puede calcular de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right)$$

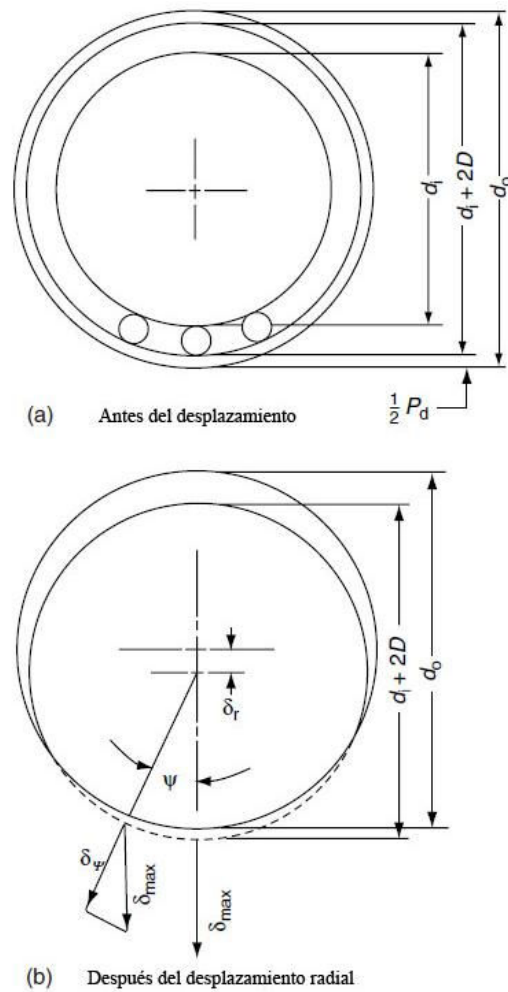


Figura 3.5. Desplazamiento del anillo.

Partiendo la ecuación anterior podemos determinar el ángulo por el que se extiende la distribución de carga (Ψ_i) tal que:

$$\psi_i = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right)$$

En la *figura 3.6* se observan los valores del factor de distribución de carga que se pueden encontrar dependiendo de si hay holgura, o si por el contrario es nula, y las diferentes distribuciones de carga.

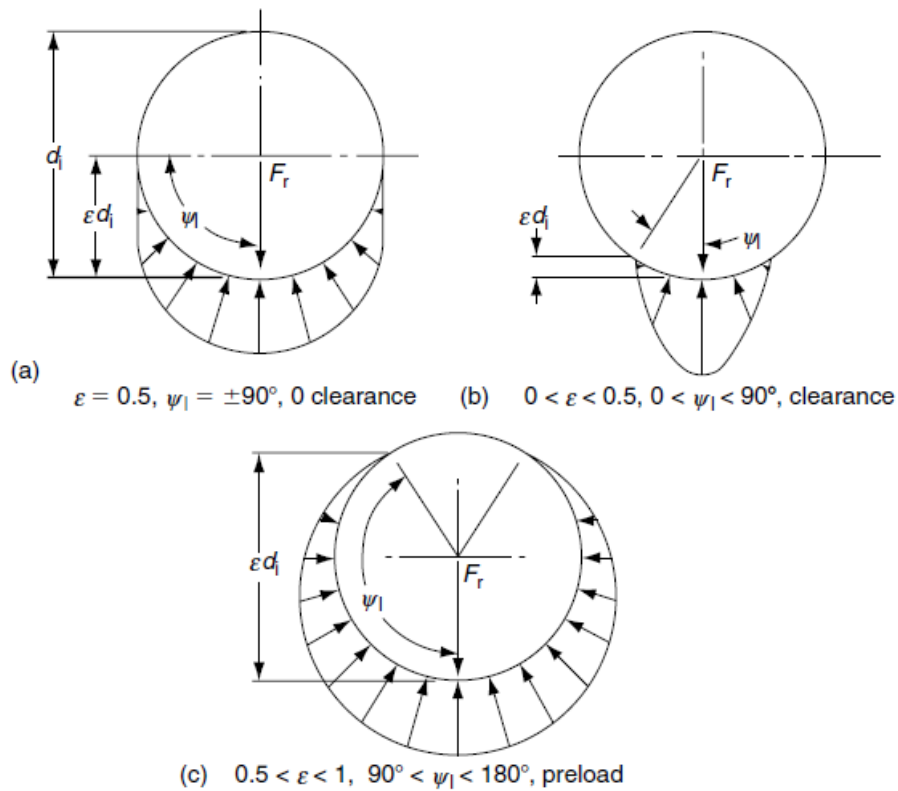


Figura 3.6. Distribución de carga en función de la holgura y la precarga.

Se ve que si no tenemos holgura (figura a) el valor de ε va a estar en torno a 0.5 y la carga se va a distribuir por toda la mitad inferior del rodamiento ($\Psi_l = \pm 90^\circ$).

En cambio, cuando hay holgura (figura b) los valores de ε van a estar entre 0 y 0.5 y la carga se va a distribuir por un ángulo más pequeño.

Con holgura negativa podemos ver que ε está entre 0.5 y 1 lo cual implica que la distribución de carga va ocupar un ángulo mayor de $\pm 90^\circ$ pero menor de $\pm 180^\circ$.

A partir de valores mayores que 1 para ε la carga se distribuye por todo el rodamiento, tanto por la mitad inferior como por la mitad superior del rodamiento.

Volviendo a la ecuación general carga-desplazamiento,

$$Q = K_n \cdot \delta^n$$

Se puede sacar la siguiente relación entre la carga en un elemento rodante cualquiera y la carga máxima, como ya vimos con el desplazamiento:

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

También se sabe que la carga máxima se da cuando $\Psi=0^\circ$, es decir, la bola o rodillo que soporta la carga máxima es el que se encuentra en la dirección de la carga radial:

$$Q_{\max} = K_n \cdot \delta_{\psi=0}^n = K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^n$$

La condición de equilibrio estático para el anillo interno puede definirse con la ecuación:

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\Psi=\pm\Psi_l} Q_{\psi} \cos \psi$$

Desarrollando esta ecuación se llega a la siguiente expresión:

$$F_r = Z Q_{\max} J_r(\varepsilon)$$

Sustituyendo Q_{\max} obtenemos:

$$F_r = Z K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^n J_r(\varepsilon)$$

, donde $J_r(\varepsilon)$ es un factor que depende del número de elementos rodantes y del tipo de los mismos.

Su valor se encuentra en tablas o gráficas directamente relacionadas con el factor de distribución de carga, como se muestra a continuación (*Figura 3.7; Tabla 3.1*):

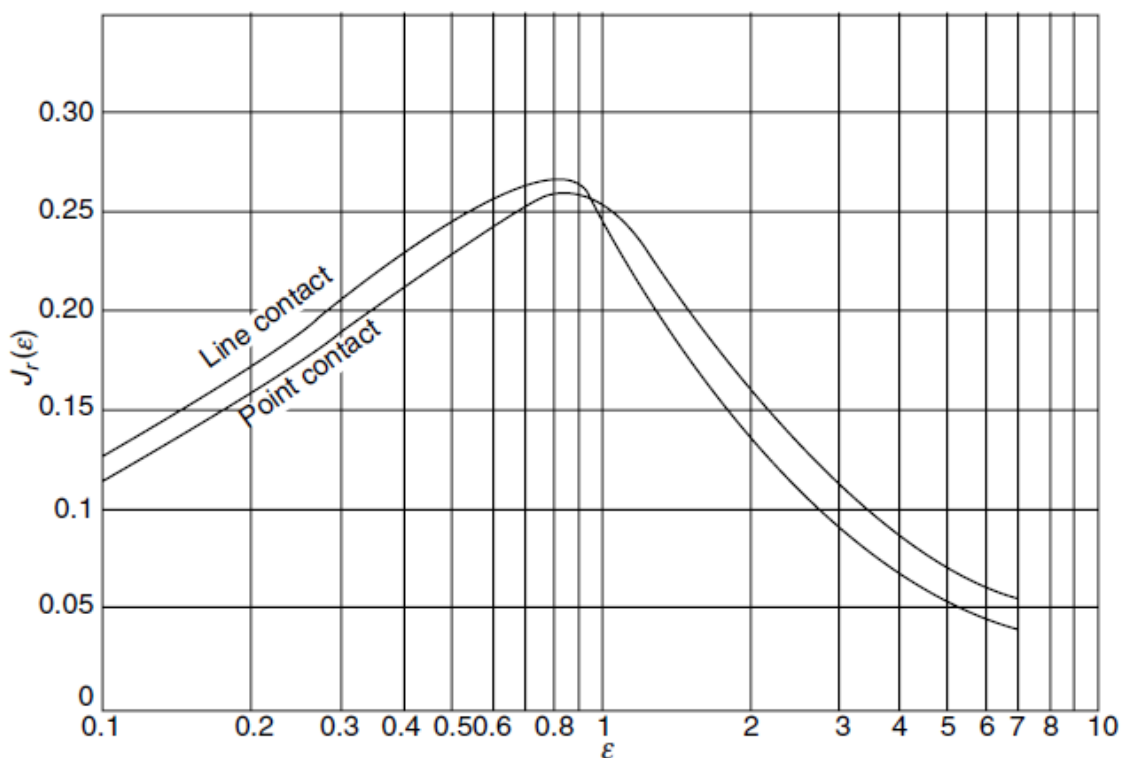


Figura 3.7. $J_r(\epsilon)$ frente a ϵ para rodamientos radiales de bolas y rodillos.

Tabla 3.1. Valores de $1/J_r$ en función del número de elementos rodantes.

Elementos Rodantes		Número de Elementos Rodantes						
		6	7	8	10	12	15	20
Tipo	Bolas	4,43	4,34	4,35	4,38	4,36	4,37	4,36
	Rodillos	4,10	4,03	4,07	4,10	4,08	4,07	4,08

Se han mostrado las ecuaciones más importantes de manera generalizada tanto para rodamientos de bolas como de rodillos.

A continuación se podrán ver las ecuaciones aproximadas de carga máxima para rodamientos de bolas y rodillos.

Para un rodamiento de bolas con holgura cero y sujeto a una carga radial simple, Stribeck determina que:

$$Q_{\max} = \frac{4.37 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Para un rodamiento de rodillos con holgura radial interna nula y sujeto a una carga radial simple, la carga máxima puede ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\max} = \frac{4.08 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Para rodamientos radiales de bolas o rodillos pero con holgura diametral, se puede hacer uso de la siguiente aproximación:

$$Q_{\max} = \frac{5 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Sin embargo, esta ecuación no es adecuada para el cálculo de la carga máxima soportada para rodamientos con cargas ligeras.

Una forma más sencilla de llegar a este resultado es la siguiente: sea el cojinete de la *figura 3.8*, sometido a la carga F_3 (sobre 3).

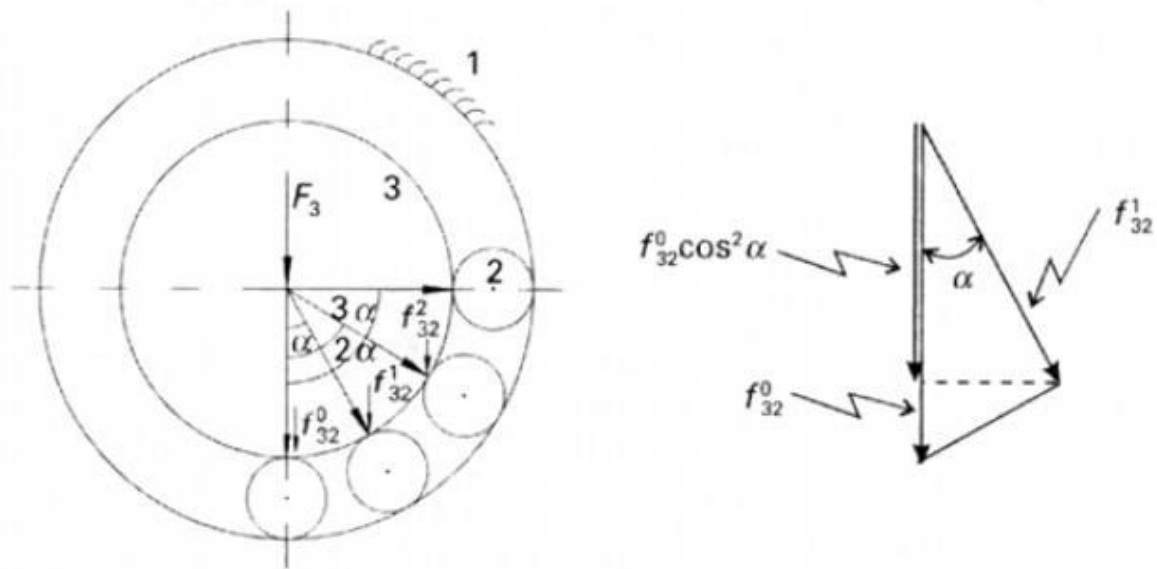


Figura 3.8. Distribución de cargas en un rodamiento sometido a carga radial.

Sea α el ángulo que define la posición del centro de las bolas con respecto a la vertical. Llamando $f_{32}^0, f_{32}^1, f_{32}^2$, etc a las cargas normales soportadas por cada bola, se tiene:

$$f_{32}^0 = f_{32}^0 \cdot \cos(0^\circ)$$

$$f_{32}^1 = f_{32}^0 \cdot \cos(\alpha)$$

$$f_{32}^2 = f_{32}^0 \cdot \cos(2 \cdot \alpha)$$

$$f_{32}^n = f_{32}^0 \cdot \cos(n \cdot \alpha)$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Teniendo en cuenta que toda la carga F_3 es soportada por las bolas de la parte inferior del cojinete se tendrá, vectorialmente:

$$\vec{F}_3 = \vec{f}_{32}^0 + \vec{f}_{32}^1 + \vec{f}_{32}^1 + \vec{f}_{32}^2 + \vec{f}_{32}^2 + \dots + \vec{f}_{32}^n + \vec{f}_{32}^n$$

La igualdad de las componentes verticales da:

$$F_3 = f_{32}^0 + 2 \cdot f_{32}^1 \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot f_{32}^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \dots$$

Sustituyendo:

$$F_3 = f_{32}^0 \cdot 2 \cdot f_{32}^0 \cdot \cos^2(\alpha) + 2 \cdot f_{32}^0 \cdot \cos^2(2 \cdot \alpha) + \dots +$$

$$F_3 = f_{32}^0 \cdot (1 + 2 \cdot \cos^2(\alpha) + 2 \cdot \cos^2(2 \cdot \alpha) + \dots)$$

Llamando Q a:

$$Q = 1 + 2 \cdot \cos^2(\alpha) + 2 \cdot \cos^2(2 \cdot \alpha) + \dots$$

Por lo tanto:

$$F_3 = f_{32}^0 \cdot Q$$

, donde Q toma el valor:

$$Q = \frac{Z \cdot \cos(\alpha)}{\frac{1}{J_r(\epsilon)}}$$

Siendo:

$J_r(\epsilon)$: la integral de distribución de carga radial, un valor constante que depende de si el rodamiento es de bolas o rodillos y de si posee o no holgura diametral.

Z: número de bolas o rodillos.

α : ángulo que define la posición del centro de las bolas con respecto a la vertical.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Capítulo IV

Defectología en Rodamientos



4.1. Introducción a los defectos en rodamientos.

Se pueden utilizar los rodamientos durante un largo periodo si se han cuidado correctamente, en general, hasta la vida de fatiga, sin embargo, a veces se producen defectos que no permiten la utilización continuada. Estos defectos prematuros con relación a la vida de fatiga, son los límites de uso, que en su gran mayoría tienen como causas: falta de cuidado en la instalación, utilización y lubricación; penetración de partículas ajenas del exterior y no considerar la influencia del calor en el eje y alojamiento.

Al evaluar el defecto que presenta el rodamiento, por ejemplo, un arañazo en el reborde del anillo de los rodillos, se puede tomar como causas probables las siguientes: lubricación insuficiente o inadecuada, deficiencia del sistema de lubricación, penetración de partículas ajenas, desvíos de la instalación, flexión excesiva del eje o una combinación de estas causas.

Es difícil determinar la verdadera causa del problema si sólo se examina la parte que presenta el defecto. Por otro lado, si se conoce la máquina dónde se utiliza el rodamiento, las condiciones de trabajo, la configuración de las distintas partes y el estado anterior y posterior al defecto de la misma, se puede interrelacionar el defecto del rodamiento dañado con las posibles causas, lo que posibilita la prevención de la reincidencia de defectos semejantes.

4.2. Defectos típicos en rodamientos.

A continuación se describen algunos defectos típicos en rodamientos, su localización, sus causas y sus probables acciones correctivas.

4.2.1. Descamación.

Cuando un rodamiento gira con carga, se produce un desprendimiento por fatiga del acero de las superficies de los elementos rodantes o las superficies de las pistas de los anillos interno y externo.

Las posibles causas de que se produzca la descamación son carga excesiva, desalineamiento de la instalación, momento aplicado, contaminación por partículas, o por agua, lubricación deficiente o lubricante inadecuado, juego incorrecto, deficiencia en la precisión del eje y del alojamiento y también puede producirse la descamación como consecuencia de la oxidación en las paradas.

Como acciones correctivas se puede reconfirmar la especificación del rodamiento y comprobar las condiciones de carga, mejorar el sistema de instalación, mejorar el método de sellado, prevenir la oxidación durante las paradas, utilizar lubricantes con viscosidad adecuada, mejorar el método de lubricación, comprobar la precisión del eje y del alojamiento y comprobar el juego interno del rodamiento.

4.2.1.1. Primer ejemplo de descamación.

Se produce una descamación en mitad de la circunferencia de la pista del anillo interno del rodamiento de contacto angular debido a una lubricación deficiente generada por la entrada de fluido de corte en el interior del rodamiento.

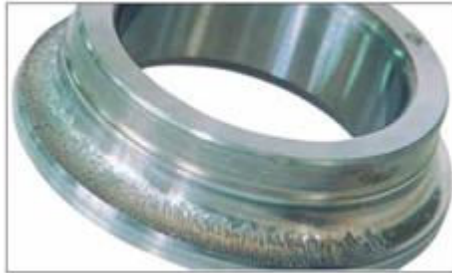


Figura 4.1. *Primer ejemplo de descamación.*

4.2.1.2. Segundo ejemplo de descamación.

Se produce la descamación a lo largo de la pista del anillo interno del rodamiento de contacto angular debido a un desalineamiento en la instalación.



Figura 4.2. *Segundo ejemplo de descamación.*

4.2.1.3. Tercer ejemplo de descamación.

En este caso se produce la descamación en la pista del anillo interno de un rodamiento de una hilera de bolas debido a impactos en la instalación.



Figura 4.3. *Tercer ejemplo de descamación.*

4.2.1.4. Cuarto ejemplo de descamación.

En este caso se produce la descamación en la pista del anillo interno de un rodamiento de contacto angular debido a impactos en la instalación.



Figura 4.4. *Cuarto ejemplo de descamación.*

4.2.1.5. Quinto ejemplo de descamación.

Se produce la descamación en la superficie de las bolas debido a impactos en la instalación.



Figura 4.5. *Quinto ejemplo de descamación.*

4.2.1.6. Sexto ejemplo de descamación.

Descamación en una hilera del anillo interno a lo largo de toda su circunferencia en un rodamiento de rodillos esféricos debido a una carga axial excesiva.



Figura 4.6. *Sexto ejemplo de descamación.*

4.2.1.7. Séptimo ejemplo de descamación.

Descamación en una hilera del anillo externo a lo largo de toda su circunferencia en un rodamiento de rodillos esféricos a causa de una carga axial excesiva.



Figura 4.7. Séptimo ejemplo de descamación.

4.2.1.8. Octavo ejemplo de descamación.

Descamación en una hilera del anillo interno a lo largo de toda su circunferencia en un rodamiento de rodillos esféricos debido a una lubricación deficiente.



Figura 4.8. Octavo ejemplo de descamación.

4.2.1.9. Noveno ejemplo de descamación.

Se produce la descamación prematura a lo largo de los rodillos del rodamiento de rodillos cilíndricos debido a una instalación inadecuada que rallo los rodillos.



Figura 4.9. Noveno ejemplo de descamación.

4.2.2. Desgaste o Descascarado Ligero (Peeling).

Este defecto se caracteriza por presentar áreas de pequeños puntos o áreas opacas que surgen en las superficies de las pistas y de los elementos rodantes. Con la salida del material, surgirá posteriormente, la descamación.

Este defecto puede deberse al uso de un lubricante inadecuado (viscosidad inadecuada y contaminación por partículas de la lubricación) o por falta de lubricación.

Como acciones correctivas se pueden mejorar los mecanismos de sellado y seleccionar el lubricante correcto.

4.2.2.1. Primer ejemplo de Peeling.

Se produce el desgaste a lo largo del centro de la pista del anillo interno de un rodamiento de rodillos esféricos como consecuencia de una lubricación deficiente.

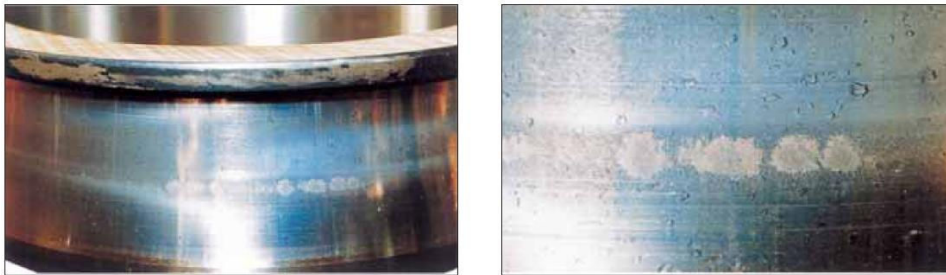


Figura 4.10. Primer ejemplo de Peeling.

4.2.2.2. Segundo ejemplo de Peeling.

El desgaste ocurrió en el centro de la superficie de rodamiento de los rodillos esféricos debido a una lubricación deficiente.



Figura 4.11. Segundo ejemplo de Peeling.

4.2.2.3. Tercer ejemplo de Peeling.

Se produce el desgaste cerca del borde del anillo externo de un rodamiento de rodillos esféricos a causa de una lubricación deficiente.



Figura 4.12. Segundo ejemplo de Peeling.

4.2.3. Rayaduras.

Este defecto se da de forma característica en la superficie de la pista y de los elementos rodantes, en forma espiral en la pista de los rodamientos axiales de bolas y en la lateral de los rodillos y de las guías de los rebordes.

Las causas de la aparición de este defecto pueden ser la deficiencia en la lubricación, una consistencia muy alta de la grasa, una aceleración inicial muy alta, que los anillos no están paralelos, una velocidad de giro excesiva y carga axial excesiva.

Como acciones correctivas se pueden utilizar grasas menos consistentes, evitar aceleraciones repentinas, corrección de la instalación, adecuar la precarga, seleccionar el tipo de rodamiento más adecuado y seleccionar el lubricante adecuado.

4.2.3.1. Primer ejemplo de rayaduras.

En este caso las rayaduras se producen sobre el reborde del anillo interno de un rodamiento de rodillos esféricos debido al resbalamiento del rodillo por aceleraciones y desaceleraciones repentinas.



Figura 4.13. Primer ejemplo de rayaduras.

4.2.3.2. Segundo ejemplo de rayaduras.

Rayaduras en los rodillos del rodamiento del ejemplo anterior debido al resbalamiento del rodillo por aceleraciones y desaceleraciones repentinas.



Figura 4.14. Segundo ejemplo de rayaduras.

4.2.3.3. Tercer ejemplo de rayaduras.

En este ejemplo se muestran rayaduras en la lateral del reborde del anillo interno de un rodamiento de rodillos cónicos como consecuencia de partículas originarias debidas a un exceso de carga que han roto la película de lubricante al mezclarse con el mismo.



Figura 4.15. Tercer ejemplo de rayaduras.

4.2.3.4. Cuarto ejemplo de rayaduras.

Se producen rayaduras en la lateral del rodillo del rodamiento de doble hilera de rodillos cilíndricos a causa de una lubricación deficiente y de una carga axial excesiva.



Figura 4.16. *Cuarto ejemplo de rayaduras.*

4.2.3.5. Quinto ejemplo de rayaduras.

En este caso se producen rayaduras en la jaula de un rodamiento de una hilera de bolas debido a penetración de contaminación.

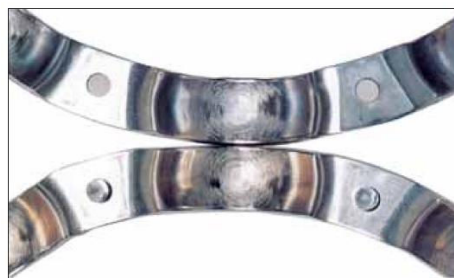


Figura 4.17. *Quinto ejemplo de rayaduras.*

4.2.4. Adherencia por Patinaje (Deslizamiento).

Este defecto es provocado por la rotura de la película de lubricación entre pista y elemento rodante.

Puede ser ocasionado por trabajar en un alta velocidad y baja carga, aceleraciones y desaceleraciones repetitivas, el uso de un lubricante inadecuado y la entrada de agua.

Para evitar que se produzca este defecto se puede aumentar la precarga, optimizar el juego, utilizar lubricantes con viscosidad adecuada y mejorar el método de lubricación y los mecanismos de sellado.

4.2.4.1. Primer ejemplo de patinaje.

El patinaje ocurrió circunferencialmente en la superficie de la pista del anillo interno del rodamiento de rodillos cilíndricos como consecuencia de un exceso de grasa.



Figura 4.18. *Primer ejemplo de patinaje.*

4.2.4.2. Segundo ejemplo de patinaje.

En este ejemplo el patinaje se produce en el anillo externo del rodamiento del ejemplo anterior, también como consecuencia de un exceso de grasa.



Figura 4.19. *Segundo ejemplo de patinaje.*

4.2.4.3. Tercer ejemplo de patinaje.

Se produce patinaje circunferencialmente en la superficie de la pista del anillo interno de un rodamiento de rodillos esféricos debido a una lubricación deficiente.

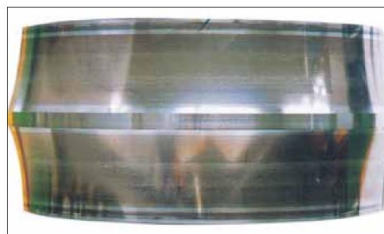


Figura 4.20. *Tercer ejemplo de patinaje.*

4.2.4.4. Cuarto ejemplo de patinaje.

En este ejemplo el patinaje se produce en el anillo externo del rodamiento del ejemplo anterior, también como consecuencia de una lubricación deficiente.



Figura 4.21. Cuarto ejemplo de patinaje.

4.2.4.5. Quinto ejemplo de patinaje.

En este caso se produce patinaje de forma parcial en la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos debido a una lubricación deficiente.



Figura 4.22. Quinto ejemplo de patinaje.

4.2.4.6. Sexto ejemplo de patinaje.

En este caso el patinaje se produce en el anillo exterior del rodamiento del ejemplo anterior, también como consecuencia de una lubricación deficiente.

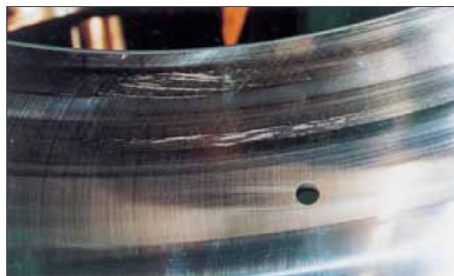


Figura 4.23. Sexto ejemplo de patinaje.

4.2.4.7. Séptimo ejemplo de patinaje.

Ejemplo de patinaje producido en el centro de la superficie de los rodillos de un rodamiento de rodillos esférico a causa de una lubricación deficiente.



Figura 4.24. Séptimo ejemplo de patinaje.

4.2.5. Fracturas.

Este defecto trata tanto de pequeños desprendimientos de material perteneciente a los anillos interior y exterior, y a los cuerpos rodantes como de astillas en los rebordes.

Este defecto puede ser originado por un impacto durante el montaje debido a un mal manejo del mismo, o a una carga excesiva.

Para evitar que se produzca este defecto se debe mejorar el método de montaje usando calentador de inducción y herramientas adecuadas, ofrecer suficiente respaldo a la pestaña del rodamiento y reconsiderar las condiciones de carga.

4.2.5.1. Primer ejemplo de fracturas.

En este ejemplo se muestran las astillas en la pestaña del centro del anillo interior de un rodamiento de doble hilera de rodillos cilíndricos originadas por una carga excesiva durante la instalación.



Figura 4.25. Primer ejemplo de fracturas.

4.2.5.2. Segundo ejemplo de fracturas.

En este caso se produce una fractura en la pestaña del anillo interior de un rodamiento de rodillos cónicos debido a un choque durante la instalación.

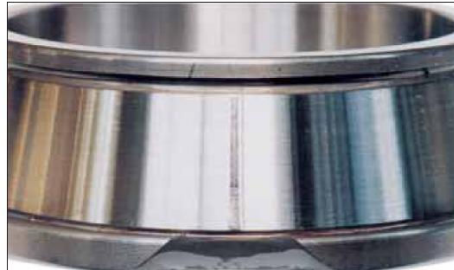


Figura 4.26. Segundo ejemplo de fracturas.

4.2.5.3. Tercer ejemplo de fracturas.

Se produce la fractura en la pestaña del anillo interior de un rodamiento axial de rodillos esféricos causado por cargas repetitivas.



Figura 4.27. Tercer ejemplo de fracturas.

4.2.5.4. Cuarto ejemplo de fracturas.

En este caso se produce la fractura en la pestaña del anillo exterior de un rodamiento de agujas como consecuencia de la inclinación de los rodillos por exceso de carga desequilibrada.



Figura 4.28. Cuarto ejemplo de fracturas.

4.2.6. Grietas.

Las grietas son el paso previo a las fracturas, se dan tanto en los aros del rodamiento, como en los elementos rodantes, y se deben a una interferencia excesiva, carga excesiva o cargas de choque (debido a un mal manejo), progresión de la descamación, generación de calor y corrosión por contacto, deficiencia en el ángulo del eje cónico o en la circularidad del eje o a un radio del asiento muy grande.

Algunas de las acciones que se pueden llevar a cabo para evitar este defecto son la corrección de la interferencia, verificar las condiciones de carga, mejorar el método de instalación y utilizar un perfil apropiado para el eje.

4.2.6.1. Primer ejemplo de grietas.

Se producen grietas térmicas en la cara del aro exterior de un rodamiento de doble hilera de rodillos cilíndricos a causa de la generación de calor anormal debido a rozamiento.

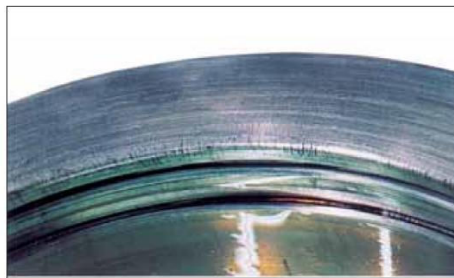


Figura 4.29. Primer ejemplo de grietas.

4.2.6.2. Segundo ejemplo de grietas.

En este ejemplo se muestran las grietas térmicas producidas en la cara de los rodillos de un rodamiento axial de rodillos cónicos como consecuencia de la generación de calor debido a la deficiencia de lubricación en el contacto con el reborde del anillo interior.



Figura 4.30. Segundo ejemplo de grietas.

4.2.6.3. Tercer ejemplo de grietas.

En este caso se muestran grietas que se propagan axialmente y circunferencialmente originadas en la descamación de la superficie de la pista del anillo exterior de un rodamiento de doble hilera de rodillos cilíndricos.



Figura 4.31. Tercer ejemplo de grietas.

4.2.6.4. Cuarto ejemplo de grietas.

Ejemplo de grietas en la superficie del aro exterior de un rodamiento de doble hilera de rodillos cilíndricos, instalado en un equipo donde la rotación está en el anillo externo (configuración en eje), debido al desgaste plano y generación de calor por deslizamiento causado por la rotación del anillo exterior.



Figura 4.32. Cuarto ejemplo de grietas.

4.2.6.5. Quinto ejemplo de grietas.

En este caso se producen grietas axiales en la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos como consecuencia de la gran tensión de ajuste generada por la diferencia de temperatura entre el anillo interior y el eje.



Figura 4.33. *Quinto ejemplo de grietas.*

4.2.7. Jaula Dañada.

Como daños en la jaula se entienden deformaciones, fracturas y deterioro. Puede deberse a un desalineamiento durante la instalación, un mal manejo, una carga de momento elevada, impactos o grandes vibraciones, rotación excesiva, aceleraciones o desaceleraciones repetitivas, fallo del lubricante y una temperatura elevada.

Para evitar que se produzca este defecto se debe verificar el método de la instalación, la temperatura, la velocidad y las condiciones de carga, reducir la vibración y seleccionar adecuadamente el tipo de jaula, el método de lubricación y el lubricante.

4.2.7.1. Primer ejemplo de jaula dañada.

Se produce una fractura en la jaula de un rodamiento de una hilera de bolas.



Figura 4.34. *Primer ejemplo de jaula dañada.*

4.2.7.2. Segundo ejemplo de jaula dañada.

En este ejemplo se muestra la fractura y desgaste del pilar de la jaula de un rodamiento de contacto angular debido a la acción de la carga anormal generada por el desalineamiento de la instalación entre los anillos interno y externo.

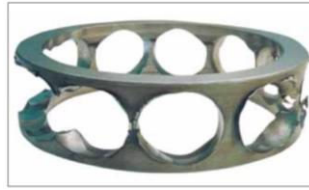


Figura 4.35. Segundo ejemplo de jaula dañada.

4.2.7.3. Tercer ejemplo de jaula dañada.

Deformación producida en la jaula de acero prensado de un rodamiento de contacto angular debido a choques durante el manejo.



Figura 4.36. Tercer ejemplo de jaula dañada.

4.2.7.4. Cuarto ejemplo de jaula dañada.

En este caso se produce la deformación de la cara lateral de una jaula de latón de un rodamiento de rodillos cilíndricos como consecuencia de un choque intenso durante la instalación.



Figura 4.37. Cuarto ejemplo de jaula dañada.

4.2.8. Abolladuras (Identaciones).

Este defecto se produce ya que las partículas en contacto con los elementos rodantes durante el rodaje marcan, con pequeñas abolladuras, las superficies de las pistas y

de los elementos rodantes. Las abolladuras de mayor tamaño ocurren debido a los impactos en la instalación, a espacios equivalentes a los elementos rodantes. Las abolladuras por impacto se conocen como Brinelling.

Algunas causas que originan identaciones son la contaminación por partículas metálicas, carga excesiva e impactos durante el transporte o instalación.

Como acciones correctivas se debe mantener el local de trabajo limpio, mejorar el sistema de sellado, filtrar el aceite lubricante y mejorar el método de instalación.

4.2.8.1. Primer ejemplo de indentación.

En este ejemplo se muestra la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos con muchas abolladuras pequeñas debido a contaminación por impurezas.



Figura 4.38. Primer ejemplo de indentación.

4.2.8.2. Segundo ejemplo de indentación.

En este caso se muestran identaciones en la superficie de la pista del anillo exterior de un rodamiento de dos hileras de rodillos cónicos debido a contaminación por impurezas.



Figura 4.39. Segundo ejemplo de indentación.

4.2.8.3. Tercer ejemplo de indentación.

En este caso se muestran indentaciones en la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos cónicos debido a contaminación por impurezas.

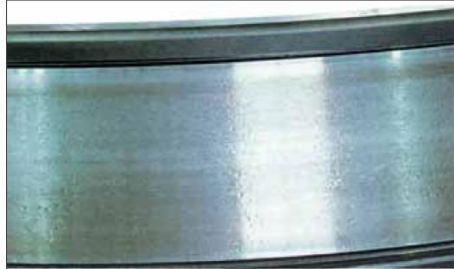


Figura 4.40. Tercer ejemplo de indentación.

4.2.8.4. Cuarto ejemplo de indentación.

Este ejemplo corresponde a las abolladuras producidas sobre los rodillos del rodamiento del ejemplo anterior, como consecuencia de una contaminación por impurezas,



Figura 4.41. Cuarto ejemplo de indentación.

4.2.9. Pitting (Cráteres Pequeños).

Este defecto se caracteriza porque la superficie de los elementos rodantes o la superficie de la pista presentan muchos cráteres pequeños de color oscuro. Las causas que dan lugar a este defecto son la contaminación por impurezas, rodamiento o lubricante expuestos al medio ambiente, lubricación inadecuada.

Para evitar la aparición de este defecto se puede mejorar el sistema de sellado, filtrar el aceite lubricante y utilizar el lubricante correcto.

4.2.9.1. Primer ejemplo de pitting.

En este caso se produce pitting en la superficie de la pista del anillo exterior de un rodamiento axial como causa de la oxidación.



Figura 4.42. *Primer ejemplo de pitting.*

4.2.9.2. Segundo ejemplo de pitting.

Pitting en la superficie de los elementos rodantes de un rodamiento de bolas.



Figura 4.43. *Segundo ejemplo de pitting.*

4.2.10. Deterioro (Desgaste).

Se trata del desgaste de la superficie por fricción de deslizamiento entre la superficie de la pista, elementos rodantes, rebordes, casillas de la jaula, etc.

Las causas que originan este defecto son la entrada de impurezas, la progresión de la oxidación y de la corrosión eléctrica, uso de un lubricante deficiente y deslizamiento causado por movimiento irregular de los elementos.

Para evitar que se produzca este defecto se puede mejorar el sistema de sellado, limpiar el alojamiento, verificar el lubricante y el método de lubricación y prevenir el desalineamiento.

4.2.10.1. Primer ejemplo de desgaste.

En este ejemplo se produce desgaste de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos cilíndricos como consecuencia de corrosión eléctrica.



Figura 4.44. *Primer ejemplo de desgaste.*

4.2.10.2. Segundo ejemplo de desgaste.

En este caso se muestra el deterioro en forma de onda cóncava y convexa de la región de carga de la pista del anillo exterior de un rodamiento de rodillos esféricos como consecuencia de la penetración de contaminación y una vibración continua cuando el rodamiento no gira.



Figura 4.45. *Segundo ejemplo de desgaste.*

4.2.10.3. Tercer ejemplo de desgaste.

Deterioro de la pista y del lateral del reborde del anillo interno del rodamiento de rodillos cónicos originado por una carga excesiva cuando el rodamiento no gira.



Figura 4.46. *Tercer ejemplo de desgaste.*

4.2.10.4. Cuarto ejemplo de desgaste.

En este ejemplo se muestra el deterioro en los laterales de los rodillos del ejemplo anterior, también debido a una carga excesiva cuando el rodamiento no gira.



Figura 4.47. Cuarto ejemplo de desgaste.

4.2.11. Corrosión por Contacto (Oxidación por Mal Ajuste).

Este tipo de corrosión se produce debido al deslizamiento entre la superficie de las pistas y los elementos rodantes como consecuencia de un mal ajuste.

Además de a un mal ajuste puede deberse también a una lubricación deficiente y a vibraciones de pequeña amplitud.

Para evitar que aparezca este defecto se debe utilizar el lubricante adecuado y aplicar una película de lubricante en la superficie de contacto, aplicar precarga y verificar el ajuste apropiado.

4.2.11.1. Primer ejemplo de corrosión por contacto.

En este caso se muestra la corrosión por contacto en la superficie del agujero del anillo interno de un rodamiento rígido de bolas a causa de la vibración y un mal ajuste.



Figura 4.48. Primer ejemplo de corrosión por contacto.

4.2.11.2. Segundo ejemplo de corrosión por contacto.

Corrosión por contacto que aparece en toda la superficie del agujero del anillo interior de un rodamiento de contacto angular debido a un ajuste inadecuado.



Figura 4.49. Segundo ejemplo de corrosión por contacto.

4.2.11.3. Tercer ejemplo de corrosión por contacto.

En este ejemplo se muestra un caso de corrosión por contacto en la pista del anillo exterior de un rodamiento de dos hileras de rodillos cilíndricos en los intervalos de los rodillos.



Figura 4.50. Tercer ejemplo de corrosión por contacto.

4.2.12. Desgaste por falso brinel (desgaste por vibración).

Este defecto se caracteriza por un aplastamiento en las pistas y elementos rodantes causados por vibración u oscilación entre los puntos de contacto.

Las causas de este defecto son oscilación y vibración en el transporte, movimiento de oscilación con pequeña amplitud y lubricante deficiente.

Para evitar que este defecto aparezca se debe fijar el eje y el alojamiento durante el transporte, transportar el rodamiento con los anillos internos y externos separados, reducir la vibración a través de precarga y utilizar el lubricante correcto.

4.2.12.1. Primer ejemplo de desgaste por falso brinel.

Se muestra un claro aplastamiento en la pista del anillo interno de un rodamiento rígido de bolas como consecuencia de vibraciones de origen externo cuando el rodamiento se encontraba parado.



Figura 4.51. Primer ejemplo de desgaste por falso brinel.

4.2.12.2. Segundo ejemplo de desgaste por falso brinel.

En este caso se muestra el aplastamiento de la pista del anillo exterior del rodamiento del ejemplo anterior, también como consecuencia de vibraciones de origen externo cuando el rodamiento se encontraba parado.



Figura 4.52. Segundo ejemplo de desgaste por falso brinel.

4.2.12.3. Tercer ejemplo de desgaste por falso brinel.

En este ejemplo se muestra el desgaste en el espaciado entre las bolas en la pista del anillo exterior del rodamiento axial de bolas debido a una vibración continua con oscilaciones pequeñas.



Figura 4.53. Tercer ejemplo de desgaste por falso brinel.

4.2.12.4. Cuarto ejemplo de desgaste por falso brinel.

En este caso se muestra el desgaste en la superficie de los rodillos de un rodamiento de rodillos cilíndricos a causa de vibraciones de origen externo cuando el rodamiento se encontraba parado.



Figura 4.54. Cuarto ejemplo de desgaste por falso brinel.

4.2.13. Deslizamiento Circular.

Este deslizamiento ocurre en las superficies de ajuste, creando un juego entre los anillos y el eje o alojamiento y se caracteriza por que genera una apariencia brillante ocasionalmente con rayaduras (excoriaciones) o deterioro.

Las causas de este defecto son la interferencia insuficiente o ajuste con juego, y se puede evitar que aparezca verificando y corrigiendo la interferencia, previniendo la rotación, estudiando la precisión del eje y del alojamiento, precargando de forma adecuada en dirección axial, aplicando adhesivo y lubricante en la superficie de ajuste.

4.2.13.1. Primer ejemplo de deslizamiento circular.

En este ejemplo se muestra deslizamiento circular y excoriaciones en la superficie del agujero del anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos debido a una interferencia insuficiente.



Figura 4.55. *Primer ejemplo de deslizamiento circular.*

4.2.13.2. Segundo ejemplo de deslizamiento circular.

Marcas de deslizamiento por toda la superficie del anillo exterior de un rodamiento de rodillos esféricos originadas a causa del juego entre el anillo y el alojamiento.



Figura 4.56. *Segundo ejemplo de deslizamiento circular.*

4.2.14. Agarrotamiento (Gripamiento).

El sobrecalentamiento provoca cambio de color en el rodamiento. Consecuentemente, los anillos, elementos rodantes y jaula se suavizan y se deforman, causando daños. Además, el sobrecalentamiento puede eliminar el juego interno, lo que se conoce como agarrotamiento (gripamiento).

El gripamiento puede originarse debido a una fallo en la lubricación, exceso precarga, alta velocidad, un juego interno muy pequeño (mala precisión del eje y alojamiento) y a la entrada de agua y contaminantes.

Las medidas que se pueden tomar para evitar que este defecto aparezca son: reestudiar el ajuste y juego interno del rodamiento (verificar la precisión del eje y alojamiento), lubricar con volumen y lubricante adecuados y mejorar el método de instalación.

4.2.14.1. Primer ejemplo de gripamiento.

En este ejemplo se muestra la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos, la cual presenta una alteración de color y está derretida como consecuencia de una lubricación insuficiente.



Figura 4.57. Primer ejemplo de gripamiento.

4.2.14.2. Segundo ejemplo de gripamiento.

Alteración de color de la pista y marcas en los intervalos de las bolas en la pista del anillo interior de un rodamiento de contacto angular precarga excesiva.



Figura 4.58. Segundo ejemplo de gripamiento.

4.2.14.3. Tercer ejemplo de gripamiento.

En este caso se muestra el defecto en la pista del anillo exterior del ejemplo anterior, originado también por una precarga excesiva.



Figura 4.59. Tercer ejemplo de gripamiento.

4.2.14.4. Cuarto ejemplo de gripamiento.

En este ejemplo se muestra la superficie de los rodillos de un rodamiento de rodillos esféricos con alteración de colorido, en la cual se aprecian partículas de la jaula laminadas en la superficie de los rodillos. El defecto en este caso se debe a una lubricación insuficiente.



Figura 4.60. Cuarto ejemplo de gripamiento.

4.2.14.5. Quinto ejemplo de gripamiento.

Se muestra jaula derretida y bolas con alteración de color debido a una precarga excesiva.



Figura 4.61. Quinto ejemplo de gripamiento.

4.2.15. Corrosión Eléctrica.

Este defecto se produce cuando la corriente eléctrica pasa en forma de arco a través del rodamiento desde el eje hacia los anillos y las bolas derritiendo los componentes.

La aparición de este defecto puede deberse a una diferencia de potencial entre los anillos interno y externo, la utilización de una conectada a tierra por medio de un equipo con rodamientos.

Como acciones correctivas se deben diseñar los circuitos eléctricos de manera que se prevenga el flujo a través de los rodamientos, aislar los rodamientos y no conectar a tierra máquinas por medio de un equipo con rodamientos.

4.2.15.1. Primer ejemplo de corrosión eléctrica.

Deterioro característico debido a la corrosión eléctrica en la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos cónicos.



Figura 4.62. *Primer ejemplo de corrosión eléctrica.*

4.2.15.2. Segundo ejemplo de corrosión eléctrica.

En este ejemplo se muestra el deterioro característico debido a la corrosión eléctrica en la superficie de los rodillos cónicos del ejemplo anterior



Figura 4.63. *Segundo ejemplo de corrosión eléctrica.*

4.2.15.3. Tercer ejemplo de corrosión eléctrica.

En este caso se muestra la corrosión eléctrica acompañada de cráteres (pitting) en la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de rodillos cilíndricos.



Figura 4.64. *Tercer ejemplo de corrosión eléctrica.*

4.2.15.4. Cuarto ejemplo de corrosión eléctrica.

Se aprecia que la corrosión eléctrica presenta un color oscuro que cubre toda la superficie de las bolas de un rodamiento rígido de una hilera de bolas.

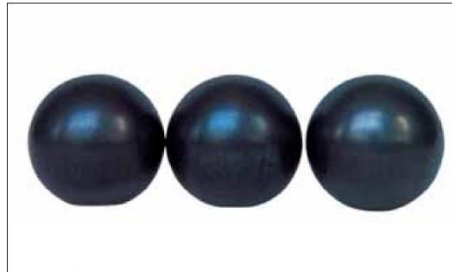


Figura 4.65. Cuarto ejemplo de corrosión eléctrica.

4.2.15.5. Quinto ejemplo de corrosión eléctrica.

En este ejemplo se muestra el derretimiento de material por el paso de la corriente eléctrica y la formación de cráteres pequeños en el anillo interior de un rodamiento rígido de una hilera de bolas.

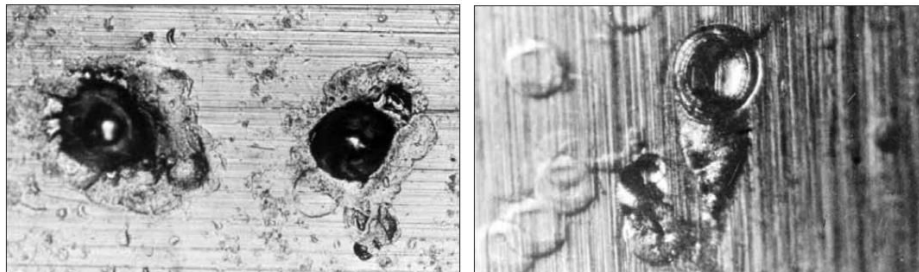


Figura 4.66. Quinto ejemplo de corrosión eléctrica.

4.2.16. Oxidación y Corrosión.

La oxidación y la corrosión ocurren en el espaciado de los elementos rodantes sobre los anillos o en toda la superficie del rodamiento.

Se debe a la entrada de gas corrosivo o agua, formación de partículas de agua por condensación de la humedad, alta temperatura y alta humedad cuando la parte está parada, fallo del protector contra la corrosión durante transporte y almacenaje, el uso de un lubricante inadecuado y un manejo inadecuado.

Para evitar la oxidación y la corrosión se debe mejorar el sistema de sellado, verificar el método de lubricación, prevenir daños por oxidación cuando el rodamiento está parado y mejorar los métodos de almacenaje y de manejo.

4.2.16.1. Primer ejemplo de oxidación y corrosión.

En este ejemplo se muestra la oxidación en el lateral del reborde y la superficie de la pista del anillo exterior de un rodamiento de rodillos cilíndricos a causa de una lubricación deficiente debido a la penetración de humedad.



Figura 4.67. Primer ejemplo de oxidación y corrosión.

4.2.16.2. Segundo ejemplo de oxidación y corrosión.

En este caso se muestra la oxidación en la superficie de la pista en el espaciado de las bolas en el anillo externo de un rodamiento pivotante debido a la condensación de humedad durante la parada del rodamiento.



Figura 4.68. Segundo ejemplo de oxidación y corrosión.

4.2.16.3. Tercer ejemplo de oxidación y corrosión.

Corrosión en la superficie de la pista en el espaciado de los rodillos en el anillo interior de un rodamiento de rodillos esféricos como consecuencia de la entrada de agua en el lubricante.

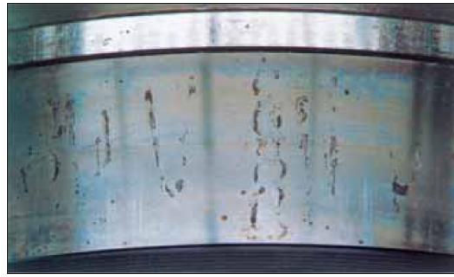


Figura 4.69. Tercer ejemplo de oxidación y corrosión.

4.2.16.4. Cuarto ejemplo de oxidación y corrosión.

En este caso se muestran puntos de corrosión en la superficie de contacto de los rodillos de un rodamiento de rodillos esféricos debido a la condensación de humedad durante el almacenamiento.



Figura 4.70. Cuarto ejemplo de oxidación y corrosión.

4.2.17. Fallos de instalación.

Este defecto consiste en la aparición de largas rayas lineales a través de la superficie de la pista o de los elementos rodantes causados durante la instalación o el desmontaje del rodamiento.

Las causas que pueden originar este defecto son la inclinación de los anillos interno y externo durante la instalación e impactos durante la instalación o el desmontaje.

Para prevenir que este defecto aparezca se debe hacer uso de herramientas y dispositivos apropiados, utilizar una prensa para evitar impactos durante el montaje y alinear las partes durante el montaje.

4.2.17.1. Primer ejemplo de fallos de instalación.

En este ejemplo se muestran las rayas axiales en la superficie de la pista del anillo interno de un rodamiento de rodillos cilíndricos debido a la inclinación de los anillos interno y externo durante la instalación.

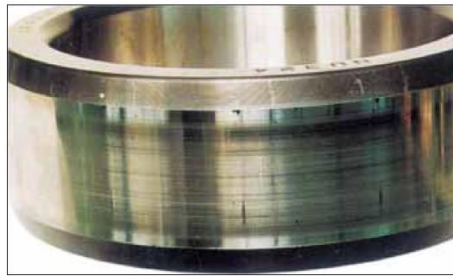


Figura 4.71. *Primer ejemplo de fallos de instalación.*

4.2.17.2. Segundo ejemplo de fallos de instalación.

En este caso se muestran las rayas axiales en la pista del anillo externo del rodamiento del ejemplo anterior, también como consecuencia de la inclinación de los anillos interno y externo durante la instalación.



Figura 4.72. *Segundo ejemplo de fallos de instalación.*

4.2.17.3. Tercer ejemplo de fallos de instalación.

Ahora se muestran los cilindros de los dos ejemplos anteriores.



Figura 4.73. *Tercer ejemplo de fallos de instalación.*

4.2.18. Sobre calentamiento.

El sobre calentamiento origina una alteración de color en la jaula, elementos rodantes y pistas de los anillos ocurren debido al deterioro del lubricante a alta temperatura. Por lo tanto, la causa de este defecto son el fallo del lubricante a altas temperaturas.

Para evitar el sobre calentamiento se debe mejorar el método de lubricación y reducir el efecto del calor externo.

4.2.18.1. Primer ejemplo de sobre calentamiento.

En este ejemplo se muestra la alteración de color de la superficie de la pista del anillo exterior de un rodamiento de cuatro puntos de contacto angular creada por la generación de calor debido a una lubricación deficiente.



Figura 4.74. Primer ejemplo de sobre calentamiento.

4.2.18.2. Segundo ejemplo de sobre calentamiento.

En este caso se muestra la alteración de color de la superficie de la pista del anillo interior de un rodamiento de cuatro puntos de contacto angular cerada por la generación de calor debido a una lubricación deficiente.



Figura 4.75. Segundo ejemplo de sobre calentamiento.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

A continuación se muestra una tabla resumen que recopila la información aportada a lo largo de este capítulo sobre los distintos defectos que pueden aparecer en los rodamientos, sus causas y su localización.

Tabla 4.1. Resumen de defectología en rodamientos.

Causa														Notas
Ocurrencia	Localización (Fenómeno)	Manejo		Partes coligadas		Lubrica- ción		Carga		Rotación			Selección del rodamiento	
		Almacenamiento - Transporte	Instalación	Eje alojamiento	Dispositivos de sellos	Temperatura	Lubricante	Método de lubricación	Exceso de carga Carga de impacto	Momento	Carga muy baja	Alta velocidad Alta aceleración y desaceleración		
1. Descamación	Pistas y superficies del rodamiento		○	○	○		○	○	○	○			○	
2. Desgaste (peeling)	Pistas y superficies del rodamiento				○		○	○			○	○		
	Superficies externas de contacto			○*	○		○	○						
3. Rayaduras	Superficie lateral del rodillo o reborde del anillo		○	○	○		○	○	○	○		○		
	Superficie de la guía de la jaula o casilla de la jaula		○		○		○	○						
4. Patinaje	Pistas y superficies del rodamiento				○		○	○			○	○		
5. Fracturas	Rebordes o elementos rodantes	○	○	○					○	○				
6. Rajaduras y grietas	Pistas o elementos rodantes		○	○		○			○	○				
	Rebordes, superficie lateral de los rodillos o superficie de la guía de la jaula			○				○	○	○				
7. Jaula dañada	(Deformación), (Fractura)		○	○					○	○				
	(Desgaste)		○		○		○	○	○	○		○		
8. Abolladuras (Impresiones)	Pistas y superficies del rodamiento				○			○						
	Pistas (contaminación de los elementos rodantes)	○	○						○				○	
9. Pitting	Pistas y superficies del rodamiento				○		○	○						
10. Deterioro (Desgaste)	Pistas, superficies del rodamiento, rebordes o superficie lateral de los rodillos		○		○		○	○						
11. Corrosión por contacto	Pistas y superficies del rodamiento	○	○	○			○	○	○			○	○	
	Superficies externas del agujero y anillo externo laterales (contacto con el alojamiento y el eje)		○	○					○					
12. Falso brinell	Pistas y superficies del rodamiento	○					○	○					○	
13. Deslizamiento	Superficie de ajuste		○	○		○	○*	○*	○			○		*Ajuste con juego
14. Agarrotamiento	Pistas, elementos rodantes o jaula		○	○	○		○	○	○	○		○		○
15. Corrosión eléctrica	Pistas y superficies del rodamiento		○*	○*										*Corriente eléctrica que pasa por los elementos radiantes
16. Oxidación y corrosión	Pistas, elementos rodantes o jaula	○	○		○	○	○	○						
17. Falla de instalación	Pistas y superficies del rodamiento		○	○										
18. Sobrecaentamiento	Pistas, elementos rodantes o jaula					○	○	○						



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Capítulo V

Análisis de la Señal de Vibración en Rodamientos

5.1. Vibraciones y mantenimiento predictivo.

Una máquina ideal, con elementos sólidos rígidos, sin rozamiento y perfectamente ajustada y equilibrada, no produciría vibraciones ya que toda la energía se canalizaría desde el sistema motriz hasta el resistente. En la práctica, las vibraciones aparecen como consecuencia de la transmisión normal de las fuerzas cíclicas por los mecanismos. Los elementos de la máquina reaccionan entre sí y por toda la estructura se disipa energía en forma de vibraciones (energía elástica).

Un buen diseño de la máquina produce bajos niveles de vibración, pero a medida que sus elementos se desgastan y se asientan sus cimentaciones o se deforman sus componentes, aparecen sutiles cambios en las propiedades dinámicas de la máquina. Los ejes se desalinean, los elementos mecánicos se desgastan, los rotores se desequilibran y los juegos entre elementos aumentan. Todo eso repercute en un aumento de la energía de vibración que, al repartirse por la máquina, puede dar lugar al fenómeno de resonancia y producir cargas dinámicas adicionales sobre los cojinetes, se producen nuevas variaciones de la geometría de la máquina y el círculo causa-efecto se cierra y la máquina avanza hacia su rotura final.

En el pasado, los ingenieros de planta experimentados podían reconocer por tacto y oído si una máquina marchaba con suavidad o si se avecinaba alguna avería. Hoy, por dos razones al menos, no se puede seguir confiando en esa habilidad: la relación "personal" entre hombre y máquina es hoy inviable económicamente y, ni siquiera se necesita porque se confía en que las máquinas funcionen autónomamente, con sólo atención ocasional del personal de mantenimiento. En segundo lugar, el aumento de las velocidades de funcionamiento de la maquinaria moderna ocasiona que la frecuencia de las vibraciones significativas sea muy alta, haciendo necesaria la utilización de instrumentación adecuada para detectarlas y medirlas.

Con estos precedentes históricos se planteó, en su momento, la posibilidad de, al igual que el tradicional operario era capaz de saber cuando una máquina iba a fallar por el ruido que esta emitía, configurar un sistema que, aprovechando los avances tecnológicos en materia de instrumentación y tratamiento de datos, fuera capaz de recoger las vibraciones emitidas por la máquina y presentarlas de tal manera que permitiese realizar un diagnóstico fiable del estado en el que se encuentra la máquina, de cara a evitar posibles fallos catastróficos.

En la actualidad, la estrategia del *mantenimiento predictivo* evalúa estado mecánico de la máquina y su evolución, a través de diversos síntomas que emite al exterior. Basándose en esto, se programan las necesidades de intervención cuando se detecta un problema en la máquina.

La herramienta más adecuada, además de la más extendida, para la realización del mantenimiento predictivo es el análisis de vibraciones. Los principios en los que se basa son los siguientes:

En toda máquina, el correcto estado de operación conlleva un cierto nivel de vibración o ruido, debido a pequeños defectos de fabricación o montaje. Esto podría



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

considerarse como el estado "básico" o nivel "base", característico de cada máquina y de su funcionamiento satisfactorio.

Cualquier defecto producido en una máquina, incluso en fase incipiente, lleva asociado un incremento del nivel de vibración, perfectamente detectable mediante un análisis de las vibraciones.

Cada defecto lleva asociados cambios específicos en las vibraciones que produce, cambios en su firma característica o espectro, que permite su identificación.

Como se ha señalado, las vibraciones son consecuencia de la transmisión de fuerzas por la máquina que provocan su desgaste y aceleran su rotura. Generalmente, mientras que las fuerzas de excitación se mantengan constantes o varíen sólo dentro de ciertos límites, el nivel de las vibraciones se mantendrá también constante o variará muy poco. Además, en ciertas máquinas, las vibraciones presentan un nivel "típico" y su espectro de frecuencia presenta una forma "característica" cuando la máquina está en buen estado. Ese espectro, que consiste en un gráfico de la amplitud de las vibraciones en función de la frecuencia, es el patrón de vibraciones de la máquina y se obtiene analizando la señal vibratoria en el dominio de la frecuencia.

Cuando empieza a surgir una avería, cambian los procesos dinámicos de la máquina y también algunas de las fuerzas que actúan sobre sus piezas, lo que a su vez afecta a los niveles y a la forma del espectro de las vibraciones.

El hecho de que las señales vibratorias lleven tanta información sobre el estado de la máquina constituye la base del empleo de la medida y el análisis de vibraciones como indicador del estado de la máquina y de la necesidad de una futura revisión.

Sin embargo, aunque la base en la que se fundamenta la técnica de diagnóstico de fallos en máquinas por análisis de las vibraciones es sencilla, su puesta en práctica no resulta nada elemental. El proceso completo de evaluación de las vibraciones ocasionadas por defectos es una operación compleja, por varios motivos:

Para la captación de la señal vibratoria es necesario un equipo de medida costoso y cuyo manejo requiere una preparación cualificada.

El proceso de captación de las vibraciones también requiere de un procedimiento particular para cada máquina, lo cual requiere el conocimiento del funcionamiento de la misma.

La utilización de las técnicas de tratamiento de la señal vibratoria implica el uso de herramientas matemáticas avanzadas.

Para realizar el análisis de las vibraciones se deben conocer los síntomas genéricos de fallos en máquinas similares, así como un histórico de su evolución.

Finalmente el análisis de los resultados estadísticos, espectrales y de otros tipos, facilitan las conclusiones obtenidas en esta investigación.



5.1.1. Control de las vibraciones.

Partiendo de la base que en toda máquina con componentes giratorios se producen vibraciones, su estado de funcionamiento será tanto más perfecto cuanto menor sea la magnitud de la vibración. En el nivel de vibración de la máquina influyen, de alguna manera, todos los elementos mecánicos que la componen, es decir, cada uno de ellos, por separado, presenta una pequeña anomalía y todas éstas conjugadas dan lugar a la vibración total de la máquina.

No cabe duda de que si se pudiera extraer de la vibración medida la aportación de cada uno de los componentes de la máquina, se obtendría una imagen del estado de funcionamiento que la máquina presenta.

Como se ha comentado y es de todos conocido, un mecánico experto puede detectar el mal funcionamiento de una máquina sencilla escuchando su ruido e, incluso, identificar el elemento que produce la distorsión. El problema es que cuando los sentidos humanos detectan estas anomalías, el elemento perturbador se encuentra en un estado de daño avanzado, ahí radica el interés de la detección del defecto lo más tempranamente posible.

Si se efectuara una exploración periódica de los niveles de vibración se podría detectar, por ejemplo, que un rodamiento no marcha bien y que la causa está en su anillo externo. Todo esto manteniendo la máquina en funcionamiento y con un margen de tiempo suficiente para programar una parada para su reparación, que podría efectuarse en horas, en días o incluso en semanas.

Se puede decir que una máquina bien controlada reduce, de una manera importante, el riesgo de parada imprevista.

5.1.2. Mantenimiento por evolución de las vibraciones.

Las máquinas, generalmente, antes de averiarse lo advierten. Es decir, antes de producirse el colapso producen señales de diferente nivel y frecuencia. El deterioro se caracteriza casi siempre por un aumento de las señales de vibración. Estas vibraciones pueden ser medidas en algún punto del exterior de la máquina y tomarse como indicador del estado de la máquina. La curva en forma de “bañera” de la figura 3.1 es típica de las vibraciones en el tiempo y prueba el aserto antes expuesto.

Con el mantenimiento preventivo las reparaciones se realizan a intervalos fijos, basados en la esperanza mínima de vida para las piezas sometidas a desgaste. Aplazando las reparaciones hasta que el nivel de las vibraciones señala un nivel consigna de daño antes del colapso, de esta forma se evitan los cambios innecesarios (que a veces producen otras averías) y los retrasos de fabricación.

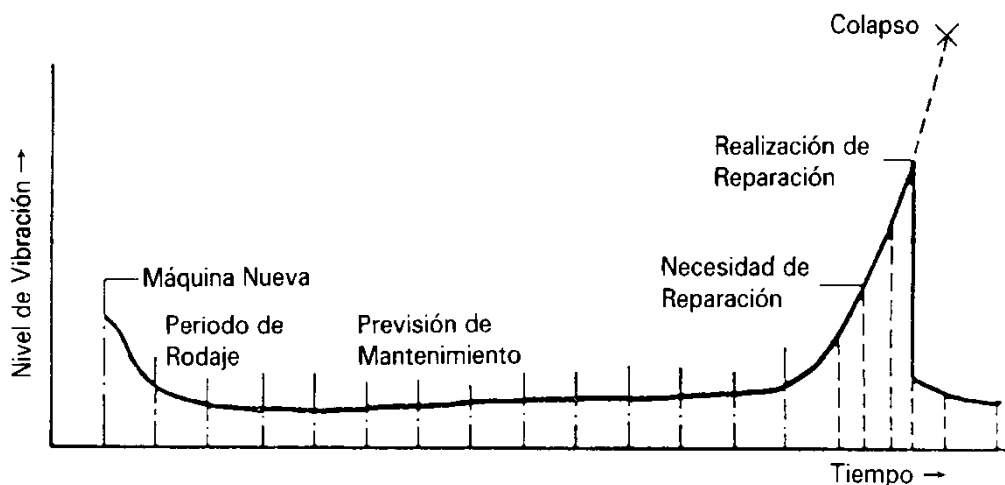


Figura 5.1. Evolución de la señal temporal de la vibración de una máquina.

Otra variable importante, para la diagnosis de defectos en máquinas, es el Spike-Energy o energía de impulsos. Este parámetro refleja los impulsos de energía de vibración de breve duración, por lo tanto, de alta frecuencia. Estos impulsos pueden ser debidos a varias causas: fallos en rodamientos o en engranajes; rozamientos, impactos o contactos entre metal-metal en máquinas rotativas; fugas de vapor o de aire a alta presión; o cavitación debida a turbulencia en fluidos.

En muchos casos, sin observar este parámetro es muy difícil detectar los defectos. Con esta medida se identifican rápidamente la variación de las vibraciones a altas frecuencias provocadas por estos fallos. El valor de Spike-Energy es, básicamente, una medida de aceleración a alta frecuencia que tiene como unidad el gSE.

5.2. EL FENÓMENO VIBRATORIO.

Se puede definir la vibración como el movimiento de vaivén de una máquina, o elemento de ella, en cualquier dirección del espacio, desde su posición de equilibrio.

Para que se pueda hablar de vibración de un sistema mecánico es necesario que aparezca un tipo de energía especial: *la energía de deformación o la energía potencial elástica*.

Existen o pueden existir problemas de vibraciones allí donde se presenten esfuerzos variables con el tiempo o bien aportaciones de energía que puedan dar lugar a fenómenos de vibraciones autoexcitadas. En cualquier caso, la resolución del problema comporta la disminución (en la medida de lo posible) de los esfuerzos dinámicos y un adecuado diseño para dar suficiente rigidez dinámica al sistema mecánico estudiado.

Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos como son: desequilibrio de elementos rotativos; desalineación en acoplamientos; engranajes desgastados o dañados; rodamientos deteriorados; fuerzas aerodinámicas o hidráulicas; y problemas eléctricos. Estas causas, como se puede suponer, son fuerzas que cambian de

dirección o de intensidad. Estas fuerzas son debidas al movimiento rotativo de las piezas de la máquina, aunque cada uno de los problemas puede detectarse estudiando las características de vibración.

Un cuerpo vibra cuando se mueve, de manera oscilante o irregular, respecto a una determinada posición de referencia. Como es bien sabido el tiempo que se tarda en realizar un ciclo completo es el periodo y número de veces que se realiza el ciclo durante un segundo es la frecuencia. La señal vibratoria puede representarse como función del tiempo o de la frecuencia.

En la figura 5.2, se puede observar la señal vibratoria en el tiempo, y su correspondiente espectro de frecuencia, de un diapasón, del pistón de un motor y de una máquina compleja con varios elementos móviles.

El movimiento vibratorio puede constar de un sólo componente, a una determinada frecuencia (diapasón, figura 5.2); de dos componentes (movimiento del pistón de un motor de combustión interna, figura 5.2). Pero las máquinas son sistemas más complejos donde las vibraciones se componen de muchas señales con diferentes frecuencias, por lo que un estudio de la relación amplitud-tiempo no basta para conocer cuantos componentes contiene la señal y de qué frecuencias (figura 5.2).

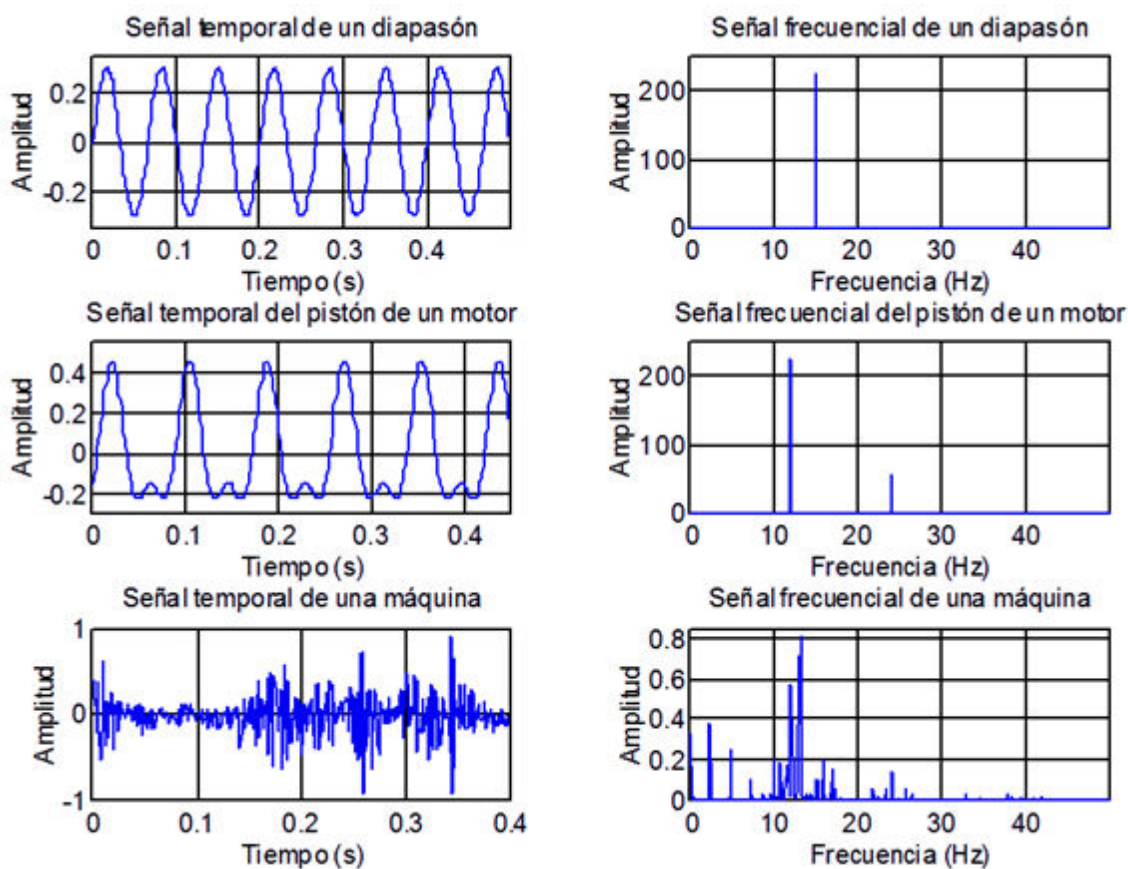


Figura 5.2. Representación temporal y frecuencial de la vibración producida por un diapason, el pistón de un motor y una máquina compleja.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Sabiendo que las componentes de los sistemas complejos pueden identificarse representando la amplitud de las vibraciones en función de la frecuencia. Al gráfico que representa los niveles de vibración en función de la frecuencia se le denomina espectrograma de frecuencia o espectro de frecuencia.

El análisis de frecuencia de las vibraciones de una máquina permite hallar ciertas componentes predominantes, relacionado cada componente con el movimiento fundamental de un elemento de la máquina. Con el análisis en frecuencia se pueden identificar fuentes de vibraciones no deseadas, como desalineamiento y desequilibrio de ejes, defectos en engranajes o cojinetes, problemas eléctricos, etc.

5.2.1. Dominio temporal y frecuencial de la señal de vibración.

El análisis de las vibraciones de una máquina tiene mucha importancia, tanto para evitar desperfectos mayores como para el mantenimiento mismo del sistema y el seguimiento de su correcto funcionamiento.

La maquinaria presentará una vibración fundamental, impuesta por su régimen operativo, por lo que conocida esta, se pueden detectar posibles fallos en la máquina, analizando los cambios de su forma habitual relacionados con su correcto funcionamiento.

En el citado estudio se debe emplear técnicas que nos transformen la señal original (dominio temporal) a un dominio más sencillo de analizar, pues, en condiciones normales, a través de la señal original no resulta sencillo detectar los posibles defectos que se producen en el sistema.

La señal de vibración de una máquina obtenida a través de un transductor, es una compleja combinación de respuestas a multitud de fuerzas internas y externas. La fórmula para un correcto análisis es reducir esta compleja señal en sus componentes individuales. En este capítulo se mostrará alguna de las técnicas para reducir la vibración a sus componentes fundamentales.

Dos perspectivas de análisis son válidas para determinar los componentes de la vibración: *el dominio temporal* en el cual se muestra la amplitud de la vibración respecto del tiempo y *el dominio frecuencial* que representa la amplitud de la vibración respecto de la frecuencia. El dominio temporal nos da una idea física de la naturaleza de la vibración pero el dominio frecuencial es ideal para identificar las componentes frecuenciales características de la vibración.

5.2.1.1. El dominio temporal.

Una manera de examinar la vibración es observar como varía la amplitud en el tiempo. La amplitud de la señal es proporcional al valor del desequilibrio o del defecto y a la velocidad de rotación. Pero, cuando más de una componente de la vibración está presente, el análisis en el dominio temporal se hace dificultoso.

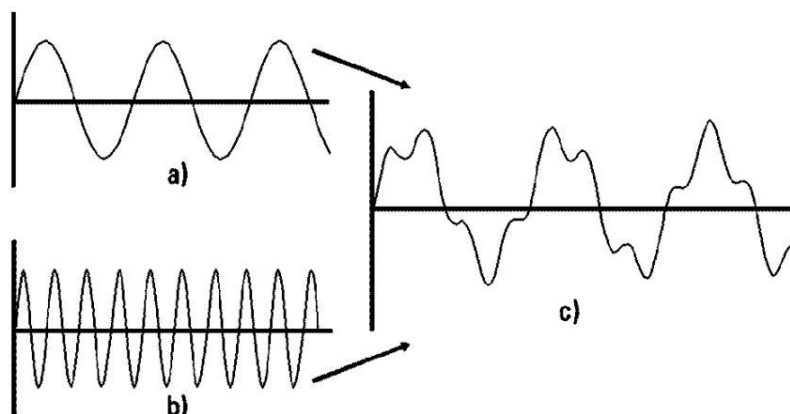


Figura 5.3. *Combinación de dos señales sinusoidales en el dominio temporal.*

En la figura 5.3 se aprecia como en el dominio temporal, la señal compuesta es difícil de descomponer en las dos ondas sinusoidales que la forman. El dominio temporal da una perspectiva natural de la vibración, con sentido físico. Es especialmente útil cuando se analizan señales impulsivas de fallos en rodamientos y engranajes. El dominio temporal también es útil para analizar las relaciones de fase de la vibración. Sin embargo, las componentes individuales de la señal son difíciles de determinar a través del dominio temporal. El dominio en frecuencia ofrece una perspectiva más fácil para analizar las componentes de la señal.

Para ilustrar el interés que representa el análisis de la señal en el dominio del tiempo se propone un ejemplo de análisis de la vibración producida por un engranaje con diferentes anomalías.

Se considera la vibración generada por un engranaje desequilibrado. Esta disfunción originaría una vibración con una frecuencia igual al número de revoluciones por minuto (*r.p.m.*) a que funciona el engranaje.

Sin embargo, podría darse el caso de producirse esta misma frecuencia si en el engranaje se presenta un fallo en uno de sus dientes (diente astillado, roto o deformado). Este defecto causará un número determinado de impactos con cada revolución que, evidentemente, coincidirá con el número de revoluciones por minuto del engranaje (la vibración será igual a $1 \times r.p.m.$).

La coincidencia en frecuencias del ejemplo anterior originaría que, en el caso de un análisis frecuencial, se pudiera producir un error en el diagnóstico debido a la semejanza de los espectros.

En la figura 5.4 se puede observar la forma de la señal temporal generada por el engranaje desequilibrado y por el engranaje con defecto en uno de sus dientes. Se aprecia que el desequilibrio produce una onda senoidal, mientras que el engranaje con fallo, al existir un contacto puntual del diente deteriorado cada revolución, produce una onda con picos de tipo impulsivo.

Además de la ya expuesto, debido a la corta duración de la vibración excitada por el diente defectuoso, un análisis en frecuencia difícilmente podría representar la amplitud real de la vibración, puesto que cuando la señal contiene picos de tipo impulsivo, el filtrado trae consigo una severa atenuación de dicha señal.

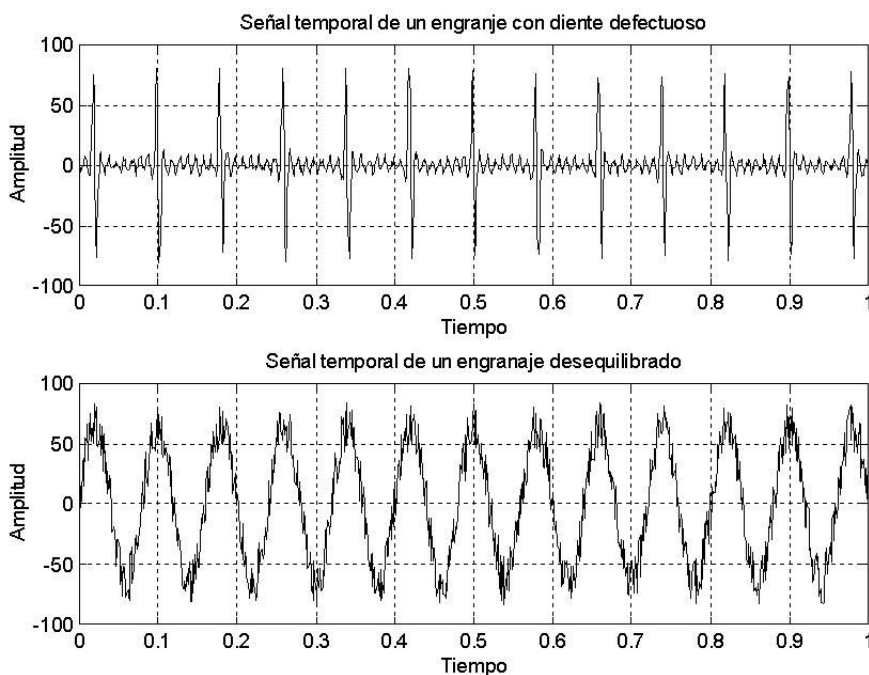


Figura 5.4. Representación temporal de la señal de vibración generada por un engranaje con un diente defectuoso y por un engranaje desequilibrado.

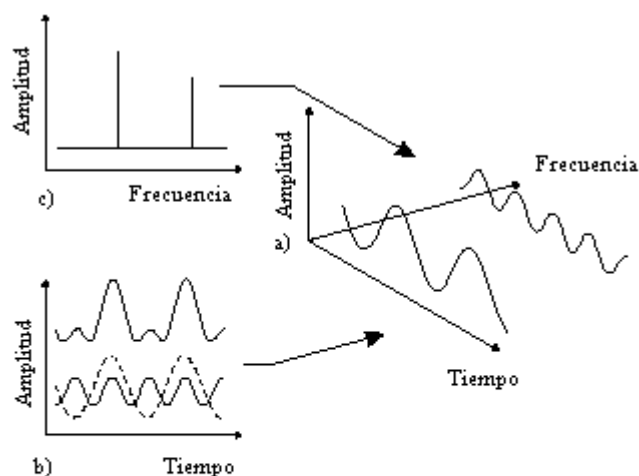
5.2.1.2. El dominio frecuencial.

En la figura 5.5, se presenta un gráfico tridimensional de una señal vibratoria. Dos de los ejes son el tiempo y la amplitud, en el dominio temporal, el tercer eje es la frecuencia que permite visualizar separadamente las componentes de la señal.

Si se observa el gráfico de la figura 5.5-c, la amplitud respecto a la frecuencia, se aprecia como las dos componentes se diferencian claramente apareciendo como dos picos verticales. Su altura representa la amplitud y su posición representa la frecuencia.

La representación de una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia es conocido como el espectro de frecuencia. El espectro de frecuencia de una señal vibratoria define completamente la vibración y no se pierde información.

El análisis de las vibraciones en el dominio de la frecuencia agrupa las técnicas más potentes y por tanto las más utilizadas para la detección y el diagnóstico de fallos en máquinas.



- a) Sistema de coordenadas tridimensional representando amplitud de vibración, frecuencia y tiempo.
- b) Vista amplitud-tiempo.
- c) Vista amplitud-frecuencia.

Figura 5.5. Relación entre los dominios temporal y frecuencial.

El objeto del análisis en frecuencia es descomponer una señal compleja (como las vibraciones mecánicas) en componentes más elementales que permitan un estudio más sencillo. Para descomponer una función periódica de una variable es posible escoger diferentes grupos de funciones ortonormales, es decir, diferentes bases del espacio vectorial de dimensión infinita, en el cual se define un producto de escalas de las funciones periódicas. La elección viene influida por el tipo de señales que se manejen; en el caso particular de sistemas mecánicos rotativos, las señales senoidales están asociadas a la naturaleza de los procesos mecánicos cíclicos. Por esto, se utiliza como herramienta la descomposición por series trigonométricas de Fourier.

El estudio de las vibraciones en el dominio de la frecuencia es equivalente al estudio en el dominio temporal pero para señales muy complejas. El dominio temporal es incapaz de dar una información rápidamente analizable, mientras que el análisis en el dominio de la frecuencia indica su composición espectral tanto en amplitudes como en fases.

Las primeras aplicaciones industriales del análisis en el dominio de la frecuencia fueron los analizadores de espectros analógicos (sintonización de frecuencias mediante filtros pasabanda), pero la utilización del algoritmo de la FFT (transformada rápida de Fourier) en el análisis de la señal de vibración por computador ha hecho que se impongan los analizadores digitales que usan el algoritmo de la FFT.

La importancia de estas técnicas dio pie a numerosos estudios, tanto sobre la forma de realizar dicha transformación como sobre los diferentes métodos de análisis y las relaciones entre los resultados del citado estudio y los fallos característicos de las máquinas.



En este apartado sólo se expondrán de forma resumida algunas de las técnicas más importantes y otros conceptos de interés relacionados con este tipo de análisis y que posteriormente serán aplicados a la investigación objeto de este trabajo.

5.3. ANÁLISIS DE LA SEÑAL.

La señal vibratoria obtenida o las series de datos que se registran, suelen estar en el dominio del tiempo, pero para analizarlas es mucho más rápido y significativo un análisis en el dominio de la frecuencia, pues este análisis ofrece los picos correspondientes a las frecuencias características de la vibración donde, como ya se ha visto, cada tipo de defectos proporcionará una señal diferente. Debido a esto, generalmente, la señal original se transforma para una mejor interpretación de la misma.

Lo más conveniente, para esta transformación de la señal, es usar series de Fourier, ya que la señal será periódica.

Otra posible alternativa, para señales casi periódicas, (y también para señales amortiguadas) son las series de Prony, pero estas son computacionalmente más costosas.

5.3.1. La transformada de Fourier. FFT.

Como es bien sabido, mediante el análisis en el dominio de la frecuencia, se puede descomponer una función periódica en sus correspondientes componentes armónicas. Por esto, una señal temporal $x(t)$ de período T puede expresarse como:

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin \frac{2\pi kt}{T} \right)$$

Donde:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt$$

Además, teniendo en cuenta el hecho de que:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$$

Es posible escribir la transformada de Fourier de forma compleja. Lo que conlleva el poder expresarla de forma mas compacta, obteniendo el par transformado de Fourier. Resultando la *Transformada de Fourier* $X(\omega)$ de una función $x(t)$:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt$$

O su equivalente en ω , teniendo en cuenta que $\omega = 2\pi \cdot f$. Además también es posible obtener la *Transformada Inversa de Fourier*:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df$$

Hay que considerar que tiene la limitación de que la función debe cumplir que:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt < \infty$$

En el caso de que la señal no cumpliera esta condición se podría solventar este problema analizando, no las propias funciones, sino su función de correlación $R_x(\tau)$.

Sin embargo, hay que destacar que normalmente no se tiene una señal continua para analizar, sino que las medidas experimentales se llevan a cabo mediante técnicas digitales, por lo que se muestrea la señal $x(t)$ en una serie de instantes regularmente espaciados, con un intervalo de muestreo Δ , a lo largo de un período de tiempo T , siendo N el número de muestras, obteniendo que $T = N \Delta$.

En este caso, en vez de una función continua $x(t)$ lo que se obtiene es una serie x_r , la cual tendrá N elementos, es decir, no se prolongará de ∞ a $-\infty$, lo que conlleva a la necesidad de modificar la transformada de Fourier, obtenida anteriormente, para poder aplicarla a nuestro caso.

Una vez realizado esto, se llegará a nueva fórmula, denominada *Transformada Discreta de Fourier* (DFT, Discrete Fourier Transform), que será:

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i2\pi kr/N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1)$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Siendo la Transformada Discreta de Fourier Inversa (IDFT, Inverse DFT):

$$x_r = \sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{i2\pi kr/N} \quad r = 0, 1, 2, \dots, (N-1)$$

Conviene destacar que, aunque se haya mostrado la DFT después de haber hablado de la serie de Fourier continua, la transformada discreta de Fourier reseñada tiene como transformada inversa exacta la IDFT y que las propiedades de la DFT son propiedades exactas, no propiedades aproximadas basadas en sus análogas deducidas para las transformadas de Fourier continuas.

En la figura 5.6 se muestra la transformación aplicada a una señal $g(t)$ al efectuar la convolución con diferentes señales temporales. En cada caso, la transformada de Fourier va sufriendo diversas transformaciones hasta llegar al caso de la señal temporal muestreada periódica.

En la figura 5.6(a) se observa una señal temporal $g(t)$ y su correspondiente transformada de Fourier $G(f)$.

En la figura 5.6(b) se presenta el caso de una señal temporal truncada en el tiempo y replicada reiteradamente a derechas e izquierdas (puede observarse que la serie de Fourier asociada es discreta en el dominio de la frecuencia).

En la figura 5.6(c) se aprecia la transformada obtenida del muestreo de la función temporal sin trincar. Dicho muestreo genera una transformada de periodo igual al periodo de muestreo (consideramos el semiperiodo positivo por ser una función par).

En la figura 5.6(d) se ve la transformada de Fourier obtenida a partir de una señal temporal truncada, replicada a derechas y a izquierdas y muestreada en el tiempo.

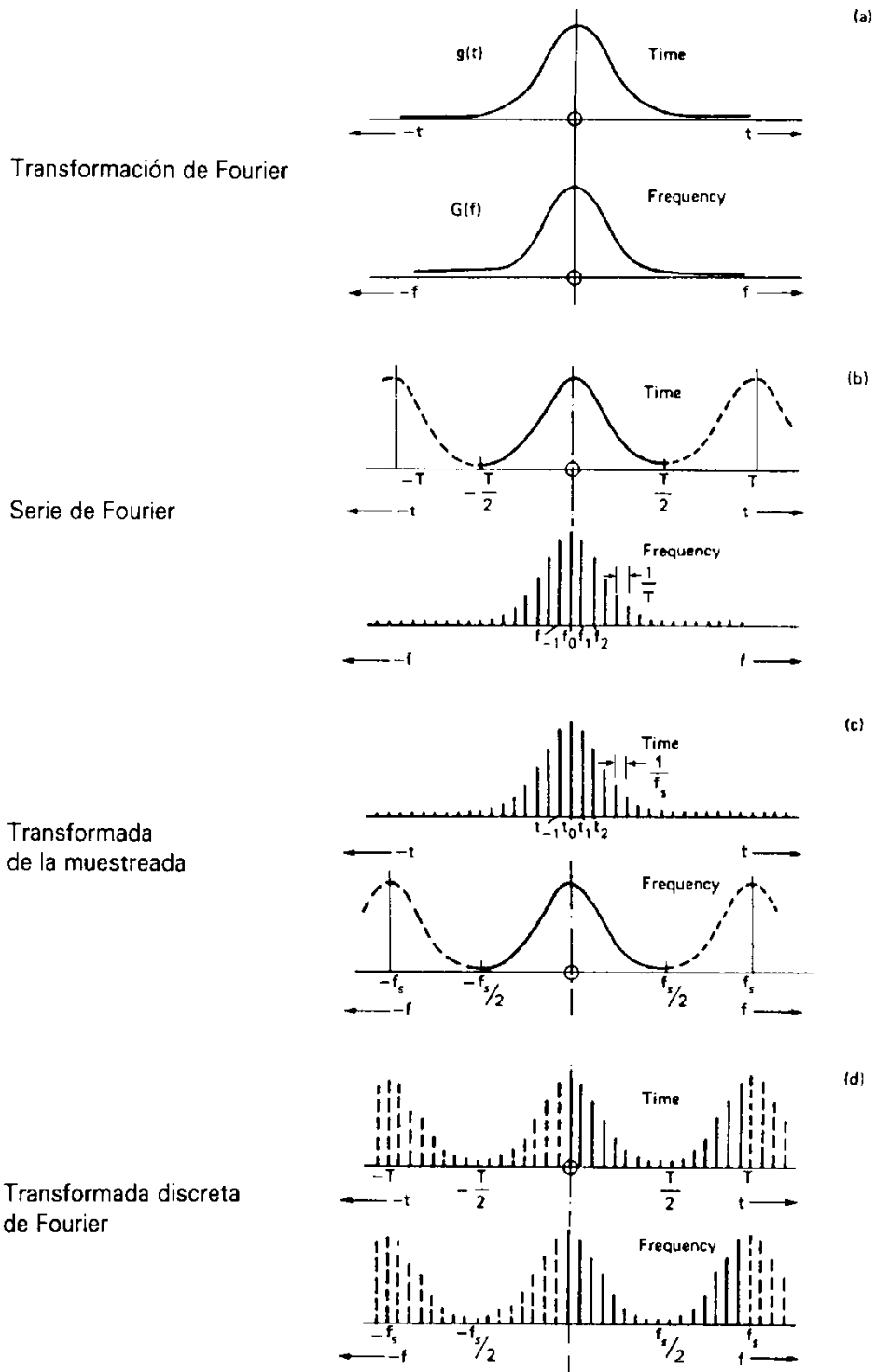


Figura 5.6. Representación gráfica de la transformada discreta de Fourier aplicada sobre una señal temporal $g(t)$ al efectuar la convolución con diferentes señales temporales.

Una vez expuestas las transformadas de Fourier continuas y discretas hay que mencionar que el proceso normal es comenzar haciendo una estimación de la función de correlación correspondiente y, posteriormente, obtener su transformada de Fourier, para de

esta manera obtener el espectro deseado. Sin embargo, esto no es así ya que se dispone de la *Transformada Rápida de Fourier* (FFT, Fast Fourier Transform) que permite de una manera más rápida y precisa, obtener la estimación espectral directamente de la serie temporal original.

El mecanismo básico de la FFT es que partiendo de la serie completa x_r , la subdivide en sucesiones más cortas, por lo que no calcula la DFT de la serie original completa sino de otras mas cortas, para finalmente combinándolas entre si obtener la de la serie original, con el consiguiente ahorro operacional.

Si se divide la serie en dos semisucesiones ($x_r = x_{2r+1}$ e $y_r = x_{2r}$) a partir de ellas, se puede obtener X_k . Teniendo además en cuenta que Z_k e Y_k son periódicas en k y que se repiten con período $N/2$. Esto es necesario porque las sucesiones x_r e y_r tienen sólo $N/2$ elementos. Finalmente, y asumiendo que $W = e^{i2\pi/N}$, se tiene:

$$\begin{aligned} X_k &= \frac{1}{2} [Y_k + W^k Z_k] \\ X_{k+N/2} &= \frac{1}{2} [Y_k - W^k Z_k] \end{aligned} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N/2 - 1)$$

Al igual que se ha hecho con la serie original, es posible realizar este mismo proceso con las demás subsucesiones, y así sucesivamente hasta que las últimas contengan cada una un sólo término.

A la vista del proceso, es evidente que para que funcione se debe coger una serie original x_r que tenga un número de elementos potencia de 2 (2^n), debido a que este proceso es la FFT de base 2. También podría realizarse para otros números, para otras bases, pero su programación es más complicada y, además, la posibilidad de prolongar artificialmente la sucesión por adición de ceros no representa ningún problema en el caso de base 2.

Como se ha podido comprobar, con el método de cálculo de la FFT se reduce notablemente el número de operaciones a realizar, de tal manera que, inicialmente, mediante la DFT había que realizar N multiplicaciones de la forma $(x_r) \cdot (e^{i2\pi kr/N})$ para cada uno de los N valores de X_k , lo cual conllevaba a realizar un total de N^2 multiplicaciones. Sin embargo, con la FFT se reduce este valor a, aproximadamente $N \cdot \log_2 N$, lo que lleva a una reducción tal como se ofrece en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Reducción del número de operaciones de la FFT respecto a la DFT.

Número de elementos N	Relación entre DFT y FFT $\frac{N^2}{N \log_2 N}$
4	2
16	4
64	10.7
256	32
1024	102.4
4096	341.3
16384	1170.3

En la figura 5.7 se representa el proceso de discretización que se sigue para la obtención de un espectro de frecuencia a través de la transformada rápida de Fourier (FFT). En la figura 5.7(a) se muestra una señal temporal $g(t)$ y su espectro o transformada de Fourier $G(f)$ (ambas se suponen de longitud infinita).

La primera etapa en un proceso digital es discretizar la señal temporal, como se puede observar en la figura 5.7(b). Esta discretización se puede considerar como el equivalente a la multiplicación de la señal temporal por un tren de impulsos de $\Delta_t(t)$ (llamado muestreo) con un intervalo de muestreo Δt . La transformada de Fourier de este tren de impulsos $\Delta_t(f)$, se corresponde con otro tren de impulsos a todos los múltiplos de la frecuencia de muestreo $f_s = 1/\Delta t$.

El resultado de la multiplicación en el dominio del tiempo, que se corresponde con la convolución de las dos transformadas (señal temporal y señal de muestreo) en el dominio de la frecuencia, se muestra en la figura 5.7(c), donde se observa la señal temporal ya discretizada y su transformada correspondiente.

La siguiente etapa será limitar la señal temporal a una longitud en el tiempo adecuada (duración), para obtener un registro temporal finito. Esto es equivalente a la multiplicación en el dominio del tiempo de la señal temporal por una función que se denomina “ventana” (en la figura 5.7(d) se puede ver la representación de una ventana rectangular con su espectro característico).

En la figura 5.7(e) aparece ya realizada la multiplicación anterior en el dominio temporal, lo que se corresponde con la convolución de los espectros de ambas funciones en el dominio de la frecuencia.

Finalmente, no es posible representar un espectro continuo en una memoria digital, por ello es necesario discretizarlo de forma similar a la realizada con la función temporal a la que se le ha aplicado la ventana (figura 5.7(e)) por el tren de impulsos o muestras $\Delta_2(f)$, separados por el intervalo Δf (figura 5.7(f)), cuya transformación al dominio temporal es otro tren de impulsos separados un periodo $T = 1/\Delta f$.

El resultado de dicha multiplicación en el dominio de la frecuencia (convolución en el dominio temporal) se representa en la figura 5.7(g).

De todo lo expuesto se puede deducir que el análisis a través de la FFT opera con todos los valores de la señal temporal simultáneamente, a diferencia del análisis por filtrado.

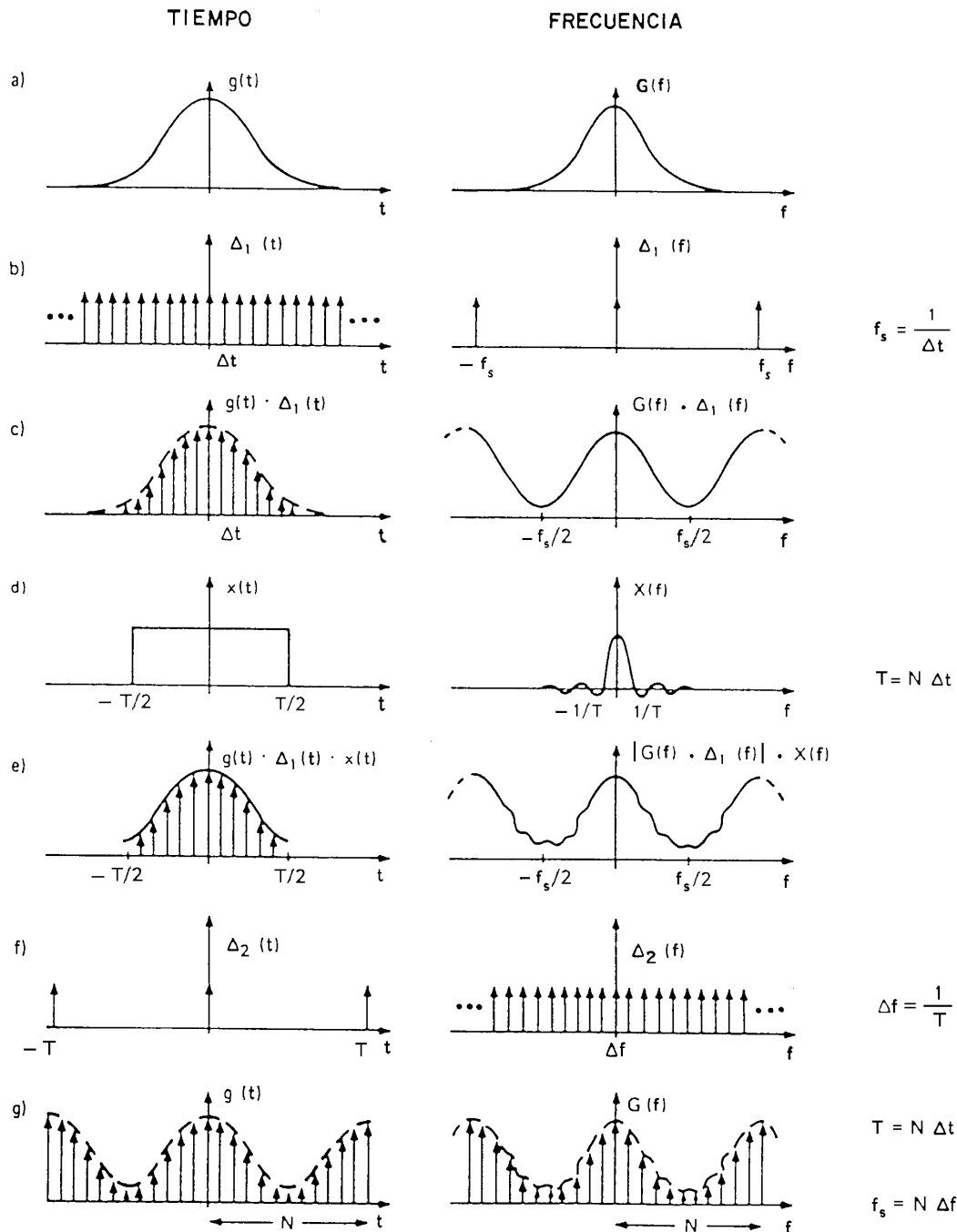


Figura 5.7. Representación gráfica del proceso seguido para la obtención de un espectro de frecuencia a través de la transformada rápida de Fourier (FFT).

5.3.1.1. Limitaciones debidas al procesado de la señal.

Debido al muestreo de la señal con un período finito se dan una serie de limitaciones y distorsiones en el análisis. Inicialmente, se realiza un procesado de señal digital de una señal analógica, la cual, como ya se ha mencionado, se representa como una secuencia de N puntos obtenidos en un período T , tomados con un intervalo de separación de Δ . Debido a esto la frecuencia de muestreo $1/\Delta$ limita la frecuencia superior f_2 que se puede analizar, mientras que el período total de muestreo T controla la resolución de la frecuencia Δf y por lo tanto la frecuencia inferior f_1 .

Debido a que el número de puntos N es fijo se tendrá que elegir entre precisión a altas frecuencias o a bajas.

5.3.1.2. Efecto del Solapamiento (“Aliasing”).

Como se ha visto, la DFT se define para valores entre 0 y $N-1$ pero, en general, se quiere tener datos para cualquier valor de k . Esto es fácil, ya que los coeficientes X_k se repiten de forma periódica por lo que lo que será posible obtener los datos para cualquier valor de la frecuencia. Además, si los términos de x_r son reales, se tiene que $X_{-1} = X_1^*$ por lo que $|X_{-1}| = |X_1|$, permitiendo obtener todo el espectro.

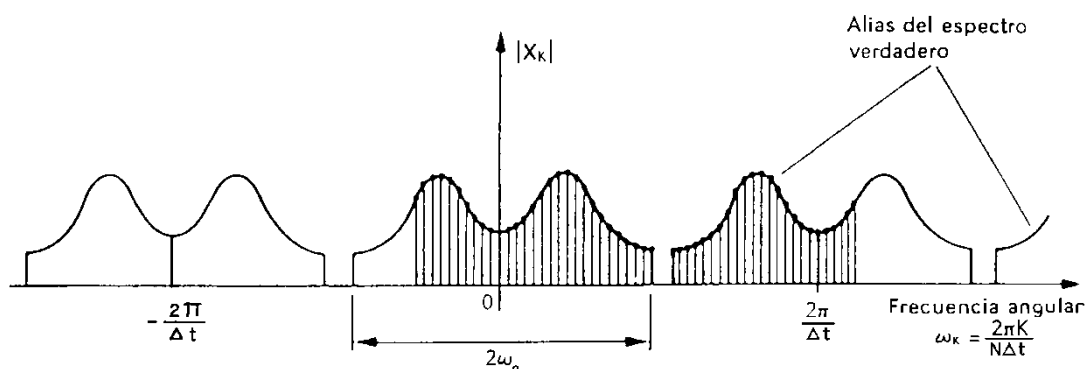


Figura 5.8. Representación gráfica de la DFT de una serie finita.

Si se realiza lo expuesto en el párrafo anterior se tendrá que la parte central de la gráfica ocupa la banda de frecuencias $|\omega| \leq \pi / \Delta t$, como se muestra en la figura 5.8, y a frecuencias superiores se encuentran los coeficientes de Fourier que son la repetición de los correspondientes a frecuencias inferiores, luego los coeficientes de Fourier son correctos solamente para frecuencias iguales o inferiores a:

$$\omega_k = \frac{2\pi k}{N\Delta} = \frac{\pi}{\Delta}$$

O lo que es lo mismo, para valores de k entre 0 y $N/2$. Además, si en la señal original existieran frecuencias superiores a π/Δ estas introducirían una distorsión denominada solapamiento o “aliasing”, que se puede observar en la figura 5.9.

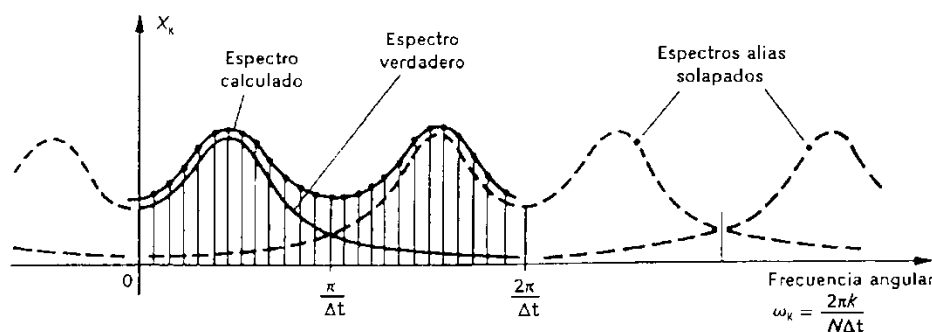


Figura 5.9. Representación gráfica del error producido por solapamiento o "aliasing" al aplicar la DFT de una señal.

Estas componentes de frecuencia alta contribuyen a x_r y distorsionan los coeficientes que la DFT calcula para frecuencias inferiores. Esto se puede evitar, de acuerdo con el teorema de Shannon, haciendo que el intervalo de muestreo sea lo suficientemente pequeño para que se cumpla que:

$$f_0 < \frac{1}{2\Delta}$$

, donde f_0 es la máxima frecuencia de la señal original $x(t)$. Esta frecuencia $1/2\Delta$ se denomina *Frecuencia de Nyquist* (o frecuencia de plegado) y es la máxima frecuencia que se puede detectar partiendo de datos que hayan sido muestreados con un espaciamiento de Δ .

Evitar este fenómeno es de vital importancia, ya que la distorsión de solapamiento hará que el espectro resultante difiera del real, si existen frecuencias superiores, por ello, en ocasiones, puede ser necesario filtrar la serie temporal para eliminar todas las frecuencias superiores a $1/2\Delta$ y así estar seguros de que los resultados son correctos.

A pesar de evitar el efecto del solapamiento, el criterio de Nyquist no es del todo adecuado ya que tomar una muestra de dos puntos por longitud de onda para la frecuencia superior no nos proporciona una buena calidad, siendo una pobre representación de la realidad, por lo que normalmente, en los analizadores comerciales, se utiliza el criterio:

$$f < \frac{1}{3\Delta}$$

5.3.1.3. Análisis de registros de longitud finita ("leakage").

Existe un problema a la hora de utilizar la FFT, pues se presupone que el registro del tiempo se repite periódicamente fuera del tiempo representado en él. Esto es cierto si el registro contiene un número entero de ciclos de la señal de entrada, es decir, la señal es periódica en el tiempo de registro. Sin embargo, si la señal no cumple esta condición, se estará suponiendo una señal que nada tiene que ver con la original.

Debido a esto y dado que a la hora de analizar la señal no se dispone de una serie

infinita sino que está limitada a un período, esto producirá problemas a la hora de calcular el espectro porque, en principio, deberían ser líneas espectrales discretas pero se “difuminan” en una banda de frecuencia de anchura aproximada $\Delta\omega = 2\pi/T$, presentando, además, fluctuaciones a los lados de este lóbulo principal, lo cual puede observarse en la figura 5.10.

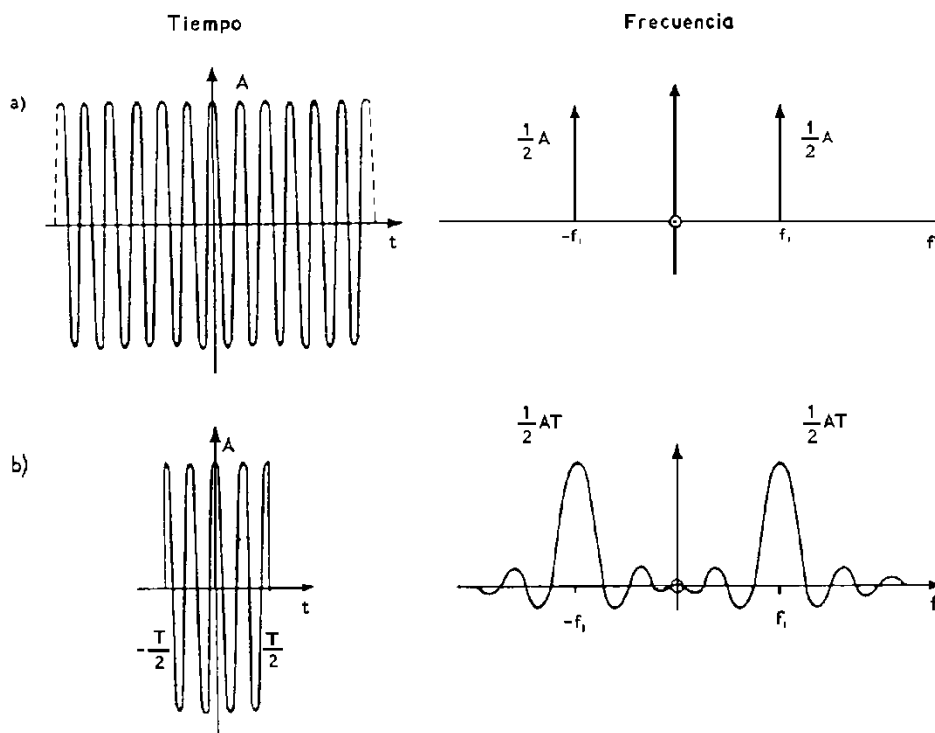


Figura 5.10. Representación gráfica de una función cosenoidal, una función cosenoidal truncada y sus respectivos espectros.

Por lo expuesto anteriormente es importante tener en cuenta que la duración del registro T deberá ser lo suficientemente grande como para que la distancia entre dos picos sea grande, en comparación con $1/T$, para que no se solapen y se puedan distinguir. Un segundo punto importante son las fluctuaciones que aparecen, las cuales no desaparecen pese a que incrementemos T , aunque su frecuencia aumenta con T .

Dado que este problema de dispersión es muy importante, ya que puede alterar el resultado de la FFT, se requiere el uso de una función denominada ventana espectral, la cual es una forma de eliminarlo o al menos de reducir su amplitud al suavizar o alisar el espectro. Como el problema fundamental de la falta de periodicidad se encuentra en los extremos, se busca en estas funciones que la influencia de los extremos sea despreciable, dando preponderancia a la zona central del registro.

Considerando que la obtención de la FFT es equivalente al empleo de un conjunto de filtros en paralelo, cada uno de los cuales deja pasar una sólo frecuencia de la señal, estos filtros tendrán una respuesta en frecuencia diferente según la función ventana que se esté utilizando y, por lo tanto, la forma y características del espectro variarán también dependiendo de ella. Existen diversos tipos de ventana, siendo el parámetro más

importante la anchura efectiva de ventana ya que dicha anchura define la banda de frecuencia a lo largo de la cual se promedia.

Una vez alisado el espectro y siempre que el espectro varíe suavemente a lo largo de intervalos de frecuencia del orden de $1/T$, es decir, que podamos distinguir entre dos picos espectrales adyacentes, tenemos que:

$$\frac{\sigma}{m} \approx \frac{1}{\sqrt{(B_e T)}}$$

, donde σ es la desviación típica de la medida, cuyo valor medio es m , B_e es la anchura de banda efectiva de la ventana espectral y T es la duración del registro.

En cuanto el tipo de ventana a utilizar, existe una gran variedad, y se utilizan en función de las necesidades. La siguiente tabla (tabla 5.2) muestra algunas de las ventanas más comunes y sus características.

Tabla 5.2. *Propiedades espectrales de algunas ventanas temporales.*

Tipo de ventana	Lóbulo más alto (dB)	Ancho de banda ($\times 1/T$)	Caída asintótica (dB/década)	Máxima amplitud del error (dB)
Rectangular	-13.4	1.00	-20	3.9
Bartlett	-26	1.25	-40	-
Hanning	-32	1.50	-60	1.4
Hamming	-43	1.36	-20	1.8
Kaiser-Bessel	-69	1.80	-20	1.0
Gaussiana Truncada	-69	1.90	-20	0.9
Flatop	-93	3.70	0	<0.1

La ventana rectangular (equivalente a no tener ventana) es pobre en cuanto a que las fluctuaciones laterales (o lóbulos) son excesivamente grandes (la reducción del primero con respecto al “pico” principal es de 13 dB y la disminución de amplitud en los sucesivos es de 6 dB/octava). Esto es debido a la forma tan aguda de la ventana. En contra partida, el pico o lóbulo principal es más estrecho que en otro tipo de ventanas.

Este fenómeno es conocido como “*smearing*” (extensión, difuminado, debido al pico principal) o como “*leakage*” debido a que es como si la energía se escapara del valor central de la frecuencia hacia los lados.



5.3.1.4. Efecto empalizada o “Picket-Fence”.

Este efecto es debido a la forma no rectangular y al espaciamiento de los filtros. Recibe este nombre debido a que la respuesta característica de un banco de filtros recuerda a una valla (picket-fence).

Si la frecuencia de una onda senoidal está exactamente en el centro de algún filtro, tendrá una amplitud de 0 dB. El error es función de la selectividad del filtro, el cual está determinado por el tipo de ventana usada: al usar una ventana Hanning el máximo error será de 1.4 dB y de 4.2 dB para una rectangular. Aumentando el ancho de cada filtro al doble y manteniendo su espaciamiento se consigue que el máximo error se reduzca a 0.35 dB (en el caso de la ventana Hanning), con la contrapartida de haber reducido la resolución.

5.4. Comportamiento vibratorio de los rodamientos.

La vibración generada en los rodamientos está causada o por la variación de la compliancia (relación desplazamiento/fuerza) producida por la transmisión de vibraciones por los elementos de la máquina o por la presencia de defectos en los mismos.

Los defectos en los rodamientos pueden clasificarse en defectos distribuidos y defectos locales o localizados:

Los defectos distribuidos incluyen rugosidad superficial y ondulaciones en las pistas, pistas desalineadas y elementos rodantes de tamaños ó geometrías defectuosas.

Los defectos localizados abarcan las grietas, pitting y la formación de hoyos ó picaduras, siendo estos últimos los que predominan, bien sea en la pista exterior, interior o en los elementos rodantes, originados por una grieta de fatiga que surge bajo la superficie del elemento y se propaga hacia el exterior hasta que arranca una lámina de metal, formando así una pequeña picadura de aproximadamente 100 μm . o superior, en su inicio. Los cambios producidos en las presiones de contacto en las interfases entre los elementos rodantes y las pistas, cuando un elemento rodante pasa sobre un defecto local, da origen a una fuerza impulsiva que genera un modelo de vibración; a través del cual, se puede detectar la presencia de dicho defecto.

Estas fuerzas impulsivas, contienen muy poca energía en el inicio del desarrollo del defecto, pues se trata de impulsos cortos y agudos, por lo que las amplitudes de la vibración no serán muy elevadas.

Resumidamente, las vibraciones generadas por los fallos que se presentan en los rodamientos, frente a las originadas por otras causas (desequilibrios, desalineamientos, holguras, fallos en engranajes, etc.) conllevan menos intercambio de energía, por lo que su detección se hace más compleja.

5.4.1. Frecuencias rotacionales de defectos en rodamientos.

Una característica clásica de los rodamientos es la generación de vibraciones a frecuencias características basadas en la geometría del mismo, el número de elementos rodantes y la velocidad de rotación.

Estas vibraciones pueden ser generadas incluso por los rodamientos nuevos, si bien las amplitudes, en este caso, son muy pequeñas; a medida que van apareciendo fallos en los rodamientos, estas amplitudes se van incrementando y la aparición de picos a esas frecuencias será un buen indicador de que una parte del rodamiento está fallando.

Las ecuaciones que aparecen a continuación identifican cada una de las citadas frecuencias de defectos. Se ha asumido que la pista interior gira con el eje mientras que la exterior está fija.

$$\text{Defecto en pista interior: } BPFI = \frac{N_B}{2} \cdot N \cdot \left(1 + \frac{D_B}{D_P} \cdot \cos \theta \right)$$

$$\text{Defecto en pista exterior: } BPFO = \frac{N_B}{2} \cdot N \cdot \left(1 - \frac{D_B}{D_P} \cdot \cos \theta \right) = N_B \cdot FTF_1$$

$$\text{Defecto en bola ó rodillo: } BSF = \frac{D_P}{2 \cdot D_B} \cdot N \cdot \left[1 - \left(\frac{D_B}{D_P} \cos \theta \right)^2 \right]$$

$$\text{Defecto en jaula: } FTF_1 = \frac{N}{2} \cdot \left(1 - \frac{D_B}{D_P} \cdot \cos \theta \right) \text{ (con pista exterior fija)}$$

$$\text{Defecto en jaula: } FTF_2 = \frac{N}{2} \cdot \left(1 + \frac{D_B}{D_P} \cdot \cos \theta \right) \text{ (con pista interior fija)}$$

Siendo:

N_B = número de elementos rodantes (bolas o rodillos).

D_B = diámetro de la bola o rodillo [mm].

D_P = diámetro círculo centros bolas o rodillos [mm].

θ = ángulo de contacto [grados].

N = velocidad angular del eje [r.p.m.].

Sumando las ecuaciones de la BPFI y la BPFO se obtiene:

$$BFPI + BPFO = N_B \cdot N$$

En la práctica, todas estas frecuencias pueden alejarse ligeramente de los valores calculados debido al deslizamiento que se puede producir en los elementos rodantes.

Las dos grandes ventajas de estas ecuaciones se basan en lo siguiente:

Es posible detectar problemas en pistas, jaulas o elementos rodantes y seguir estos problemas mientras el deterioro continúa.

El analista puede diferenciar los fallos de rodamientos de modelos distintos dentro de la misma máquina.

5.4.2. Frecuencias de resonancia y modulación.

Normalmente, un defecto incipiente en un rodamiento consiste en una grieta, pequeñas marcas o picaduras (hoyos o cráteres) en la pista interior, exterior o en el propio elemento rodante.

Estos defectos generarán pequeños impulsos cada vez que los elementos rodantes pasen sobre ellos, transmitiendo energía a cada una de las partes de que se compone el rodamiento y también a los soportes de los mismos, excitando sus correspondientes resonancias, lo que dará lugar a una serie de trenes cortos de vibraciones (fuertemente amortiguadas debido a que el rodamiento está sujeto a la estructura) a frecuencias elevadas (frecuencias de resonancia). En realidad, la estructura y los elementos mecánicos que componen el rodamiento están actuando en este caso como si de un amplificador de tratase.

Si el defecto está situado en la pista estacionaria (se asume en este caso que es la pista exterior), se generarán impulsos a la frecuencia *BPFO*, que tendrán la misma amplitud (contendrá la misma energía), ya que el defecto siempre se encontrará en la zona de carga; sin embargo, si el defecto se encuentra en la pista interior (no estacionaria), los impulsos a la frecuencia *BPFI*, variarán en amplitud con la posición del defecto, siendo más elevado cuando éste pasa por la zona de carga y menos elevado cuando se encuentra alejado de la misma. Este efecto produce una modulación de amplitud, a una vez por revolución, como se puede ver en la figura 5.11.

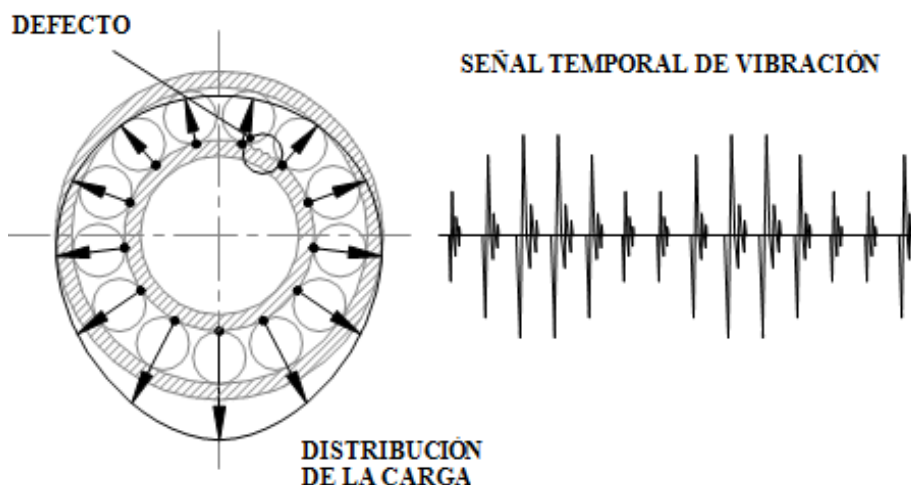


Figura 5.11. Modulación de amplitud originada por un defecto en la pista interior.

Si el defecto se encuentra en uno o varios elementos rodantes, la amplitud variará a medida que las bolas entren y salgan de la zona de carga. Todas estas modulaciones se podrán distinguir en algunos casos en la señal temporal.

Así pues, la señal recogida por un acelerómetro se compondrá de un tren de ondas a la frecuencia de defecto correspondiente, por tanto, con un periodo muy bajo de repetición, pero sin apenas contenido en baja frecuencia, debido a la corta duración de los impulsos y posiblemente moduladas en amplitud. El espectro consistirá en un bloque de

armónicos de diferentes amplitudes, estando situados los más elevados a las frecuencias de resonancia, tapándose unos a otros dado que el espaciado entre impulsos no es precisamente periódico puesto que las bolas no estarán exactamente igual distanciadas y además existirá siempre un ligero deslizamiento de los elementos rodantes sobre la pista, por lo que la identificación de armónicos y frecuencias de defecto se hace muy difícil usando las técnicas espectrales de paso de banda, sin embargo, el uso de técnicas especiales como el análisis de envolvente, facilitará enormemente la labor de detección.

5.5. Espectro de frecuencias de rodamientos con defectos localizados.

Una vez realizado el proceso de captación de la señal vibratoria generada por los rodamientos, si se obtiene la PSD de dicha señal, se consigue un espectro de potencia característico donde se pueden distinguir cuatro zonas distintas del espectro, como se muestra en la siguiente figura 5.12.

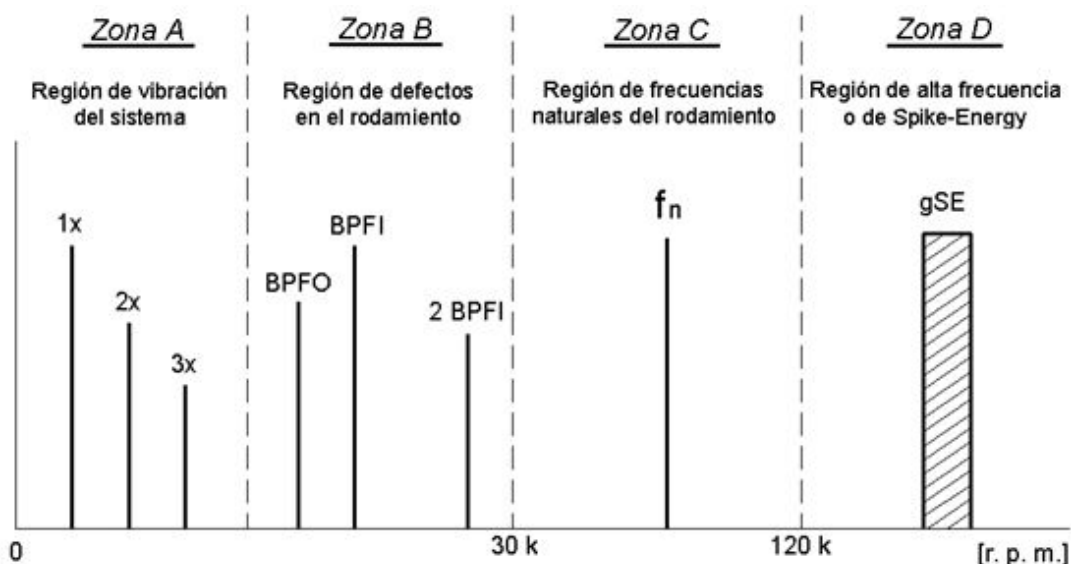


Figura 5.12. Espectro en frecuencia característico de la vibración generada por un rodamiento dañado.

- **Zona A.** *Región de la vibración del sistema.* Las vibraciones de los rodamientos relacionadas con el rotor se sitúan en un rango de frecuencia comprendido entre 0.25 y 3 veces la velocidad de rotación del eje de la máquina. Estos fallos están ligados a anomalías tales como el desequilibrio, el desalineamiento o la inestabilidad dinámica del rotor. Por otro lado, otros fallos también son posibles ya que el desgaste o la holgura en los rodamientos producen excentricidad en el eje.

- **Zona B.** *Región de los defectos en el rodamiento.* Esta banda corresponde al rango de frecuencias comprendidas entre la frecuencia de paso de elemento rodante (número de veces que un elemento rodante pasa por un punto de la pista interior o exterior) y siete veces esta frecuencia. Representa la banda que aporta mayor cantidad de información sobre el estado de deterioro de los rodamientos. En ella aparecen reflejados los picos debidos a los defectos en el rodamiento. El 90% de los fallos de los rodamientos se deben a grietas en los elementos rodantes y las pistas interiores o exteriores, que generan frecuencias en esta



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

banda. El 10% restante son producidas por grietas en la caja de los rodamientos y dan lugar a frecuencias en la región de vibración del rotor.

- **Zona C.** *Región correspondiente a las frecuencias naturales de los componentes de los rodamientos.* Las medidas realizadas en esta región deben ser complementadas con medidas en las otras regiones ya que son más fiables. Esta zona nos proporciona una idea sobre el estado del defecto pero debemos complementarlas con las tomadas en las regiones anteriores para tener información de la naturaleza del defecto.

- **Zona D.** *Región de alta frecuencia o de Spike Energy.* Esta región cubre el rango de frecuencias más elevado. Esta región nos proporciona una clara idea de la evolución del defecto junto con una pronta identificación del defecto ya que es la primera zona en la que se advierten estos. El problema de esta zona es que es una región ultrasónica y requiere de un sensor especialmente diseñado para detectar frecuencias muy altas. Circuitos de filtros especiales dejan pasar sólo esta región de frecuencia.



Capítulo VI

Metodología



6.1. Planteamiento inicial.

A lo largo de este capítulo se comenta cual ha sido la metodología llevada a cabo para desarrollar el presente proyecto.

El planteamiento inicial del presente proyecto era realizar el modelado del rodamiento mediante el software de diseño Solid Edge, posteriormente exportar el modelo en tres dimensiones del rodamiento al software MSC. ADAMS, y una vez exportado y haciendo uso del módulo ADAMS View de este último software, se definirían las condiciones de contorno entre los distintos elementos que componen el modelo, para posteriormente aplicar la cargas externas y realizar la simulación del rodamiento. Para originar el movimiento del giro del rodamiento se sustituyó el eje que debería ir dentro del agujero del rodamiento por un par de giro aplicado sobre el aro interior, que es el móvil.

Para conseguir un mejor conocimiento del módulo ADAMS View y adquirir una cierta habilidad con el mismo se intentó realizar el modelado del rodamiento directamente sobre este módulo y también se intento aplicar las condiciones de contorno sobre los distintos elementos que lo componen.

Durante la realización de este ejercicio se aprendió que el software trabaja de tal modo que existe una gran diferencia en como el módulo ADAMS View interpreta un contacto definido entre dos elementos según cual sea el orden seguido en la secuencia que hay que llevar a cabo para conseguir modelar un elemento a partir de diferentes operaciones (corte, union, solapamiento, etc..).

Debido a este comportamiento peculiar del módulo ADAMS View, se decidió realizar directamente el modelado del rodamiento sobre este software, ya que no es posible definir los contactos en Solid Edge y después exportar el rodamiento con los contactos ya definidos.

6.2. Modelo de tres bolas.

El primer modelo que se realizó fue un rodamiento de tres bolas (ver figur 6.1) en el que debido a la inexperiencia con el manejo del software no se atendió demasiado a las dimensiones del mismo, aunue se trató que se pareciera lo máximo posible al rodamiento 6206 de SKF. Prueba de ello es que la jaula que se modelo esta compuesta por seis eslabones (tres a cada lado del rodamiento) unidos entre sí mediante un eje que atraviesa a cada una de las bolas. Aunque se utilizó un diseño imaginativo de la jaula, las dimensiones del resto del rodamiento se obtuvieron de la página web del fabricante.

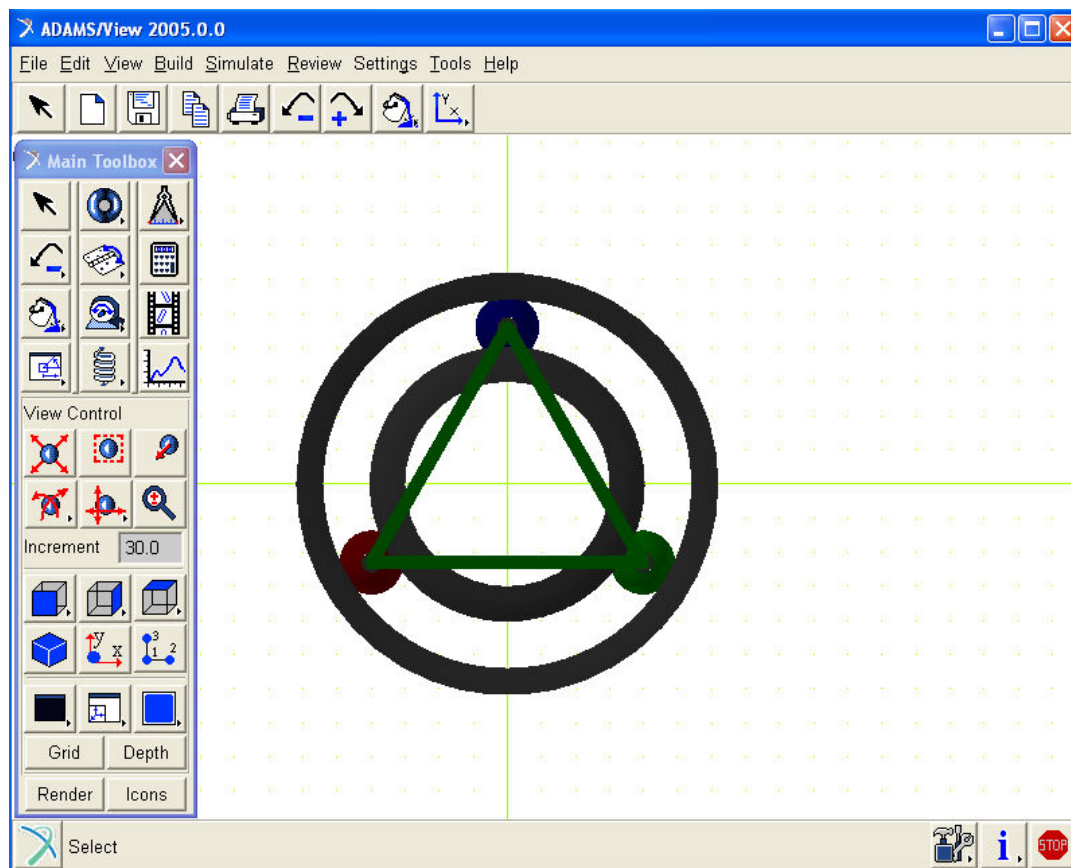


Figura 6.1. *Jaula del modelo de tres bolas.*

Los objetivos que se perseguían al trabajar sobre este modelo de tres bolas son adquirir experiencia sobre el manejo del mismo y un conocimiento sobre como trabaja, identificar si pequeños cambios en el par aplicado provocaban grandes variaciones en cuanto al comportamiento cinemático del rodamiento, lograr un comportamiento cinemático que se adecuara con la realidad en cuanto al sentido y la magnitud de la velocidad angular de los distintos elementos giratorios que componen el rodamiento.

También se comprobó que la posición (según los ejes perpendiculares al eje que se introduce dentro del rodamiento) del aro interno, la jaula y las bolas del rodamiento fuera coherente. Para ello se llevaron a cabo cinco simulaciones sin cargar el rodamiento, pero variando el par ejercido sobre el aro interno y manteniendo los parámetros por defecto que definen los contactos entre las bolas y las pistas del rodamiento.

Por último, se realizaron doce simulaciones en las que se aumentó y se disminuyó el valor de los diferentes parámetros que definen los contactos entre las bolas y las pistas del rodamiento con el objetivo de conocer como afectan dichos parámetros al comportamiento cinemático del rodamiento, centrándonos en las velocidades angulares del aro interior, la jaula y las bolas.

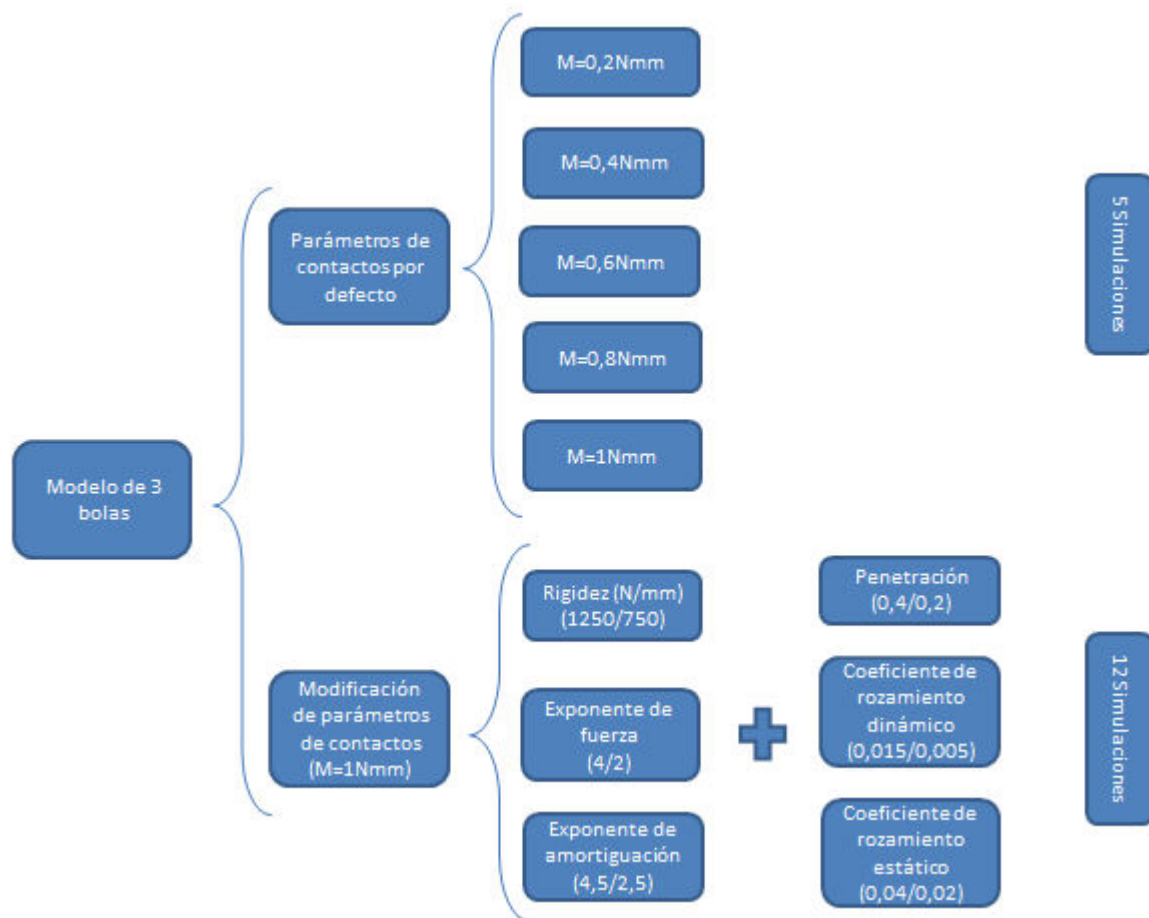


Figura 6.2. Simulaciones realizadas sobre el modelo de tres bolas.

6.3. Modelo de nueve bolas.

Una vez adquirido un cierto conocimiento y manejo sobre el módulo ADAMS View a través del modelo de tres bolas, se empezó a trabajar en la configuración de un modelo de nueve bolas que se pareciera más al rodamiento 6206 de SKF.

Se mejoró la jaula empleada en el modelo de tres bolas, sustituyéndola por una más real, muy parecida al diseño tradicional de las jaulas para rodamientos de bolas, sin necesidad de ejes que atravesaran las bolas ni de eslabones para unir los ejes entre sí (figura 6.3).

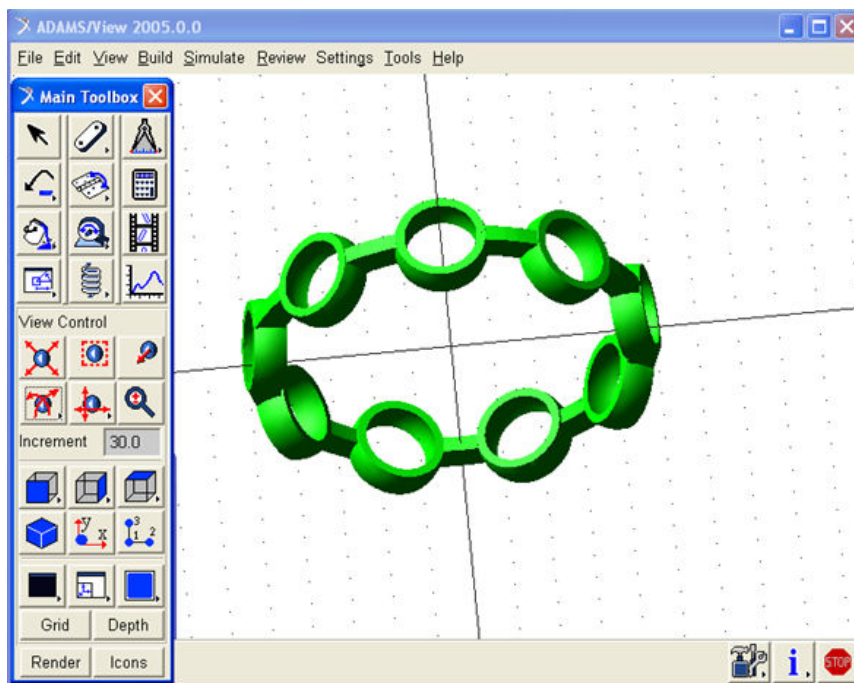


Figura 6.3. *Jaula del modelo de nueve bolas.*

En cuanto a las uniones y contactos definidos entre los distintos componentes del modelo de rodamiento, para pasar del modelo de tres bolas al de nueve, se tuvo en cuenta el estudio que se había hecho sobre la influencia de los parámetros que definen los contactos en el modelo de tres bolas. Sin embargo, sólo se modificaron los parámetros que definen de los contactos entre las bolas y las pistas, manteniendo para los contactos entre las bolas y la jaula los valores por defecto.

Como punto de partida se utilizó el coeficiente de rozamiento entre las bolas y las pistas que aconseja el fabricante en su página web y el par de giro necesario para hacer girar el aro interno del rodamiento a 20Hz cuando soporta una carga radial de 200N.

El objetivo que se buscaba en este caso era conseguir definir un rodamiento de nueve bolas que se comporta como el rodamiento SKF 6206. Para ello se investigó en la página web del fabricante cual debía ser el rozamiento entre las pistas y las bolas, y el par que se debía aplicar al aro interior dependiendo de cual fuera la carga aplicada para conseguir que el rodamiento girara a una velocidad determinada, y además, conseguir que la frecuencia de defecto del rodamiento cuando se realizaba una fisura sobre el aro externo en la posición de máxima carga coincidiera con la que el fabricante declara en su catálogo.

También se realizó un análisis dinámico del rodamiento de nueve bolas sin fisura con el fin de comprobar si el software Adams era capaz de realizar la distribución de carga sobre los elementos del rodamiento.

Para ello se realizaron 15 simulaciones con carga y 15 simulaciones más con carga y una fisura en la posición que se comentó anteriormente. Estas 15 simulaciones constan de 5 grupos de simulaciones realizadas para 5 valores de carga radial, y a su vez, para cada uno

de estos 5 valores de carga radial se hicieron 3 simulaciones, cada una de ellas con un valor diferente del par de giro aplicado sobre el aro interno.

El tamaño de la fisura es lo suficientemente grande como para asegurar que el software va a detectar el paso de las bolas a través de ella en cada vuelta.

Además, con los resultados obtenidos de las simulaciones sin carga, y con carga y fisura, se calculó el deslizamiento entre las bolas y la pista de rodadura del aro exterior, que es el fijo.

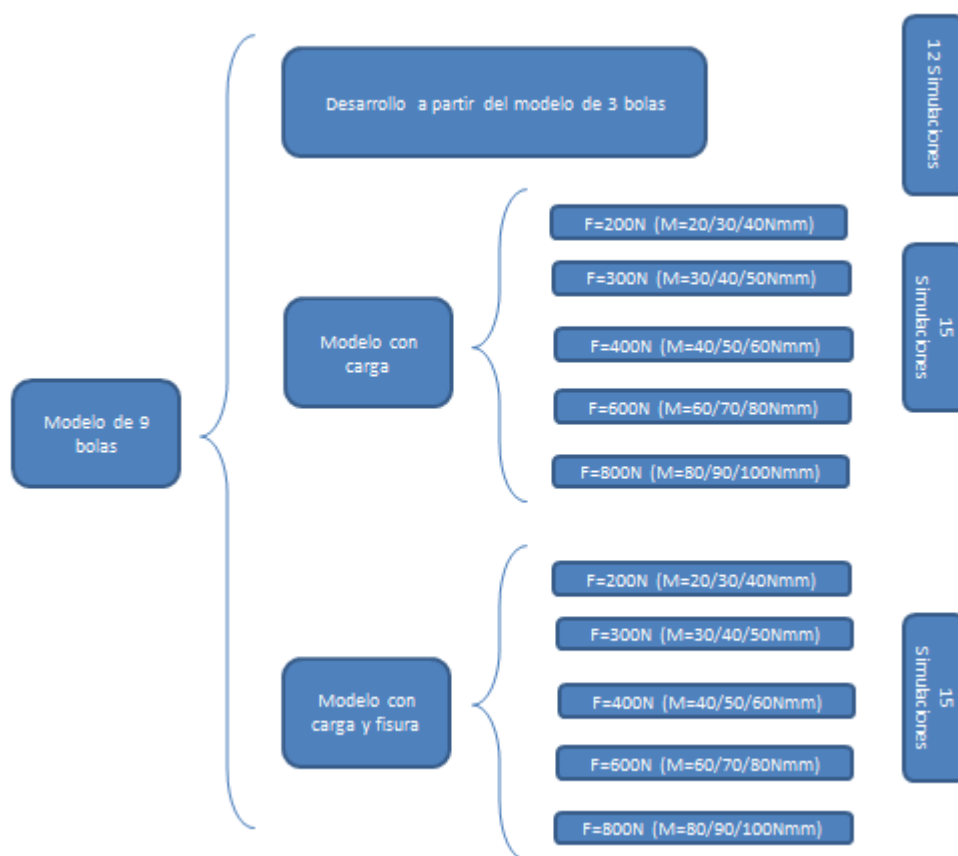


Figura 6.4. Simulaciones realizadas sobre el modelo de nueve bolas.



Capítulo VII

Modelado de los Rodamientos en MSC Adams/View

7.1. Presentación del software MSC.Adams.

MSC.Adams es un software de simulación de sistemas mecánicos por medio de modelado, análisis, y capacidades de visualización.

Esto permite a los usuarios crear prototipos virtuales y simular el comportamiento real de sistemas mecánicos complejos. De este modo reduce el número de prototipos físicos, los cuales son muy costosos, mejora la calidad del diseño, y reduce radicalmente el tiempo de desarrollo de producto.

El origen de MSC.Adams viene de la Universidad de Michigan en 1967, debido a una investigación iniciada por *Chace* y *Korybalski*, los cuales completaron inicialmente la versión del DAMN (*Dynamic Analysis of Mechanical Networks*). El programa derivó en un nuevo programa DRAM (*Dynamic Response of Articulated Machinery*) en 1977.

Se demostró por primera vez, que los resultados obtenidos mediante la simulación de un sistema tridimensional, se correspondían con los valores reales obtenidos tras la verificación experimental. Desde entonces, MSC.Adams ha demostrado su potencial en una amplia y diversa gama de aplicaciones.

El primer programa formado en base al MSC.Adams fue completado por *Orlandea* en 1973, pero la primera versión de MSC.Adams fue lanzado comercialmente en los EE.UU. en 1980. Se ha convertido en un estándar de la industria automotriz para el modelado y, a veces, para el diseño de intercambio de datos.

En 1963 en Estados Unidos, los fundadores de *MSC* consiguieron ganar el concurso que les permitía el uso y comercialización de la versión propietaria del código *NASTRAN* (*NASA Structural Analysis Program*) a la que llamaron *MSC.Nastran* y que fue el origen de *MSC.Software*.

En 1994 *MSC* apostó por implantarse en Madrid desde dónde se atiende el mercado de la Península Ibérica.

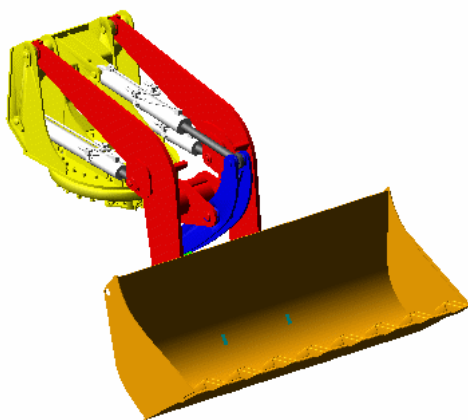


Figura 7.1. Ejemplo de diseño en MSC.Adams.

7.1.1. Módulos del software MSC.Adams.

MSC.Adams dispone de un entorno gráfico que está dividido en varios módulos de software que se venden de forma independiente. Cada uno de ellos está destinado a resolver un problema genérico de la ingeniería.

Los módulos: Adams/3D Road, Adams/Aircraft, Adams/Autoflex, Adams/Car, Adams/Chassis, Adams/Controls, Adams/Driveline, Adams/Driver, hacen de MSC.Adams un programa muy potente y con múltiples posibilidades de simulación.

Sin embargo, las características tan genéricas de este compendio de programas ensamblados, el hecho de que está basado en una tecnología antigua y que utiliza muchas coordenadas para resolver problemas muy sencillos, hace que la estructura de datos que tiene MSC.Adams sea tal que los problemas son computacionalmente costosos de resolver, incluso cuando el problema es sencillo.

La versión de MSC.Adams utilizada para realizar este proyecto es la del año 2005. Dicha versión consta de diferentes módulos, que realizan simulaciones de determinados entornos específicos, los cuales se describen a continuación:

7.1.1.1. Adams/Car y Adams/Car Real Time.

Con Adams/Car, se puede probar el funcionamiento de prototipos virtuales de vehículos completos y subsistemas del vehículo. Esto ayuda a reducir el tiempo, el coste, el riesgo en el desarrollo del vehículo y la mejora de la calidad de los diseños de vehículos nuevos. Trabajando con el Adams/Car de simulación de coches, los equipos de ingeniería de automoción pueden ejercer sus diseños de vehículos en las diferentes condiciones viales, realizar las mismas pruebas que normalmente se ejecutan en un laboratorio de ensayo o en una pista de pruebas.

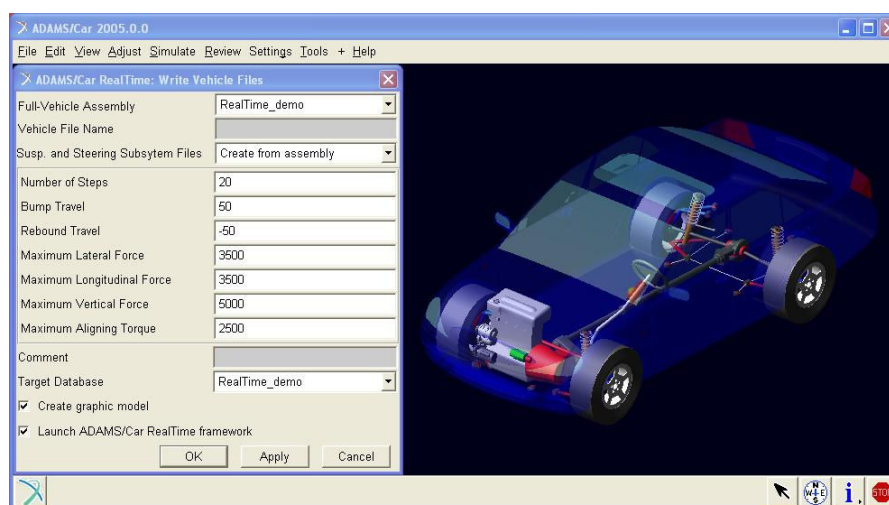


Figura 7.2. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Car.

7.1.1.2. Adams/Driveline.

El programa Adams/Driveline proporciona los componentes de la simulación de las líneas de conducción y el estudio del comportamiento de la dinámica del vehículo durante diferentes condiciones de operación. Puede también ser usado para explorar tanto la interacción entre la línea de conducción y los componentes del chasis, como la suspensión, el sistema de dirección, los frenos y el cuerpo del vehículo.

7.1.1.3. Adams/Chassis.

Adams/Chassis proporciona a los fabricantes de automóviles y a sus proveedores un conjunto de capacidades especializadas de tratamiento previo, para crear rápidamente un modelo de equipo completo de un vehículo completo o el diseño de los vehículos-subsistema.

Luego, con la misma rapidez, los usuarios pueden probar, perfeccionar y optimizar el rendimiento de ese diseño, todo antes de la construcción de un único prototipo.

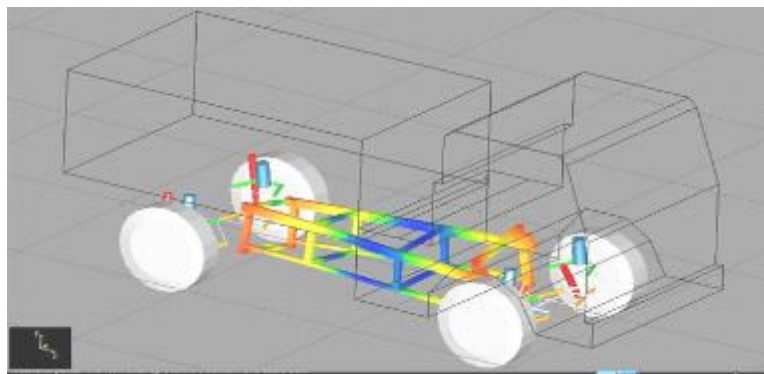


Figura 7.3. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Chassis.

7.1.1.4. Adams/Engine.

Adams/Engine es un entorno de software diseñado para construir y probar conceptos del motor. Permite a los usuarios optimizar rápidamente el rendimiento de los componentes individuales y los subsistemas del sistema de propulsión, así como el motor completo en cualquier fase de desarrollo.

Ofrece soluciones especializadas para simulación de válvulas, engranajes, cadenas de distribución, correas de distribución y diferentes unidades. Estas capacidades proporcionan un poderoso complemento a la industria de la compañía líder en MSC.Adams de soluciones de software para la creación de un prototipo virtual de todos los subsistemas del automóvil, incluyendo: chasis, motor y tren motriz.

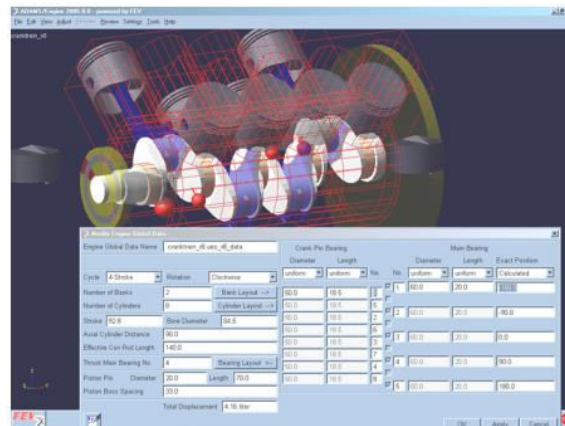


Figura 7.4. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Engine.

7.1.1.5. Adams/Aircraft.

Con Adams/Aircraft, se pueden poner a prueba prototipos virtuales de una aeronave completa y del tren de aterrizaje. Éste ayuda a reducir tiempo, los costes y los riesgos en el desarrollo de aeronaves para mejorar la calidad de los nuevos diseños.

Con el uso del Adams/Aircraft un equipo de ingeniería puede crear rápidamente un modelo completo del tren de aterrizaje y aeronaves. Con parámetros de una nueva aeronave, fácil de definir su trazado del tren de aterrizaje, arreglo de las ruedas, absorción de energía y otras características vitales.

Este paquete permite determinar la flotación del vehículo, la estabilidad, las cargas, la comodidad de los pasajeros, y mucho más. Las medidas de prueba pueden ser analizadas inmediatamente y los equipos de prueba pueden ser rápidamente modificados.



Figura 7.5. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Aircraft.

7.1.1.6. Adams/Rail.

Con Adams/Rail se modelan los vehículos ferroviarios completos, y luego simulan de forma realista el comportamiento de su diseño en movimiento. Esto permite estudiar a los usuarios, mejorar y optimizar el rendimiento de todo el equipo, antes de ejecutar pruebas físicas.

Permite crear rápidamente un modelo completo, con parámetros de un vehículo ferrocarril, de fácil definición de su suspensión, de las ruedas, del contacto rueda-carril y de otras características vitales.

La simulación de estos diseños se emplea para determinar la estabilidad del vehículo, la seguridad del descarrilamiento, la limpieza, la carga de la pista, la comodidad de los pasajeros, y mucho más.

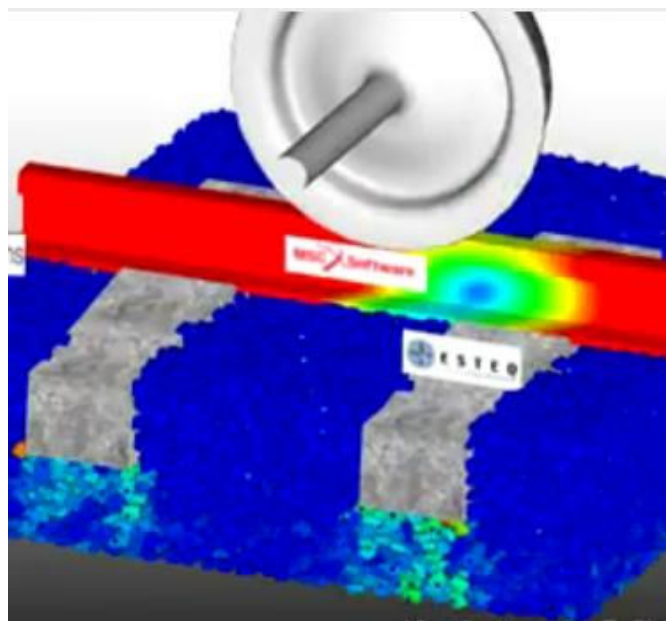


Figura 7.6. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/Rail.

7.1.1.7. Adams/Flex.

En la mayoría de los sectores industriales, el mayor énfasis se ha puesto en el diseño de la alta velocidad, sistemas ligeros y mecánicos de precisión. A veces la suposición de cuerpo rígido ya no es válida para estos sistemas mecánicos y la incorporación de los efectos como consecuencia de la deformación es de suma importancia para el análisis del diseño.

7.1.1.8. Adams/Insight.

Adams / Insight es una poderosa ayuda para el refinamiento del diseño. Le permite determinar la relación de los datos de salida con respecto a los principales parámetros del

modelo de simulación a través de una gran variedad de métodos de diseño de experimentos.

7.1.1.9. Adams/View.

Adams/View es un software fácil utilizar del interfaz gráfico de Adams / Solver. Adams/View le permite importar archivos de CAD y construir modelos. Adams / View también tiene capacidad para automatizar muchas tareas repetitivas para ahorrar un tiempo valioso.

La construcción de modelos se realiza en forma jerárquica tal y como se construyen los sistemas físicos: las partes que definen el modelo son conectadas por medio de juntas mecánicas y pueden tener también elementos tales como resortes y/o motores que actúan sobre las partes. Las fuerzas pueden ser aplicadas entre una parte y otra (acción-reacción) o solo actuar sobre una parte (fuerza externa).

El módulo MSC.Adams View es un programa de simulación en tres dimensiones orientado hacia la simulación de mecanismos. Su mayor virtud es, una vez simulado el modelo, la obtención directa de todo tipo de resultados, de una manera directa y muy fiable.

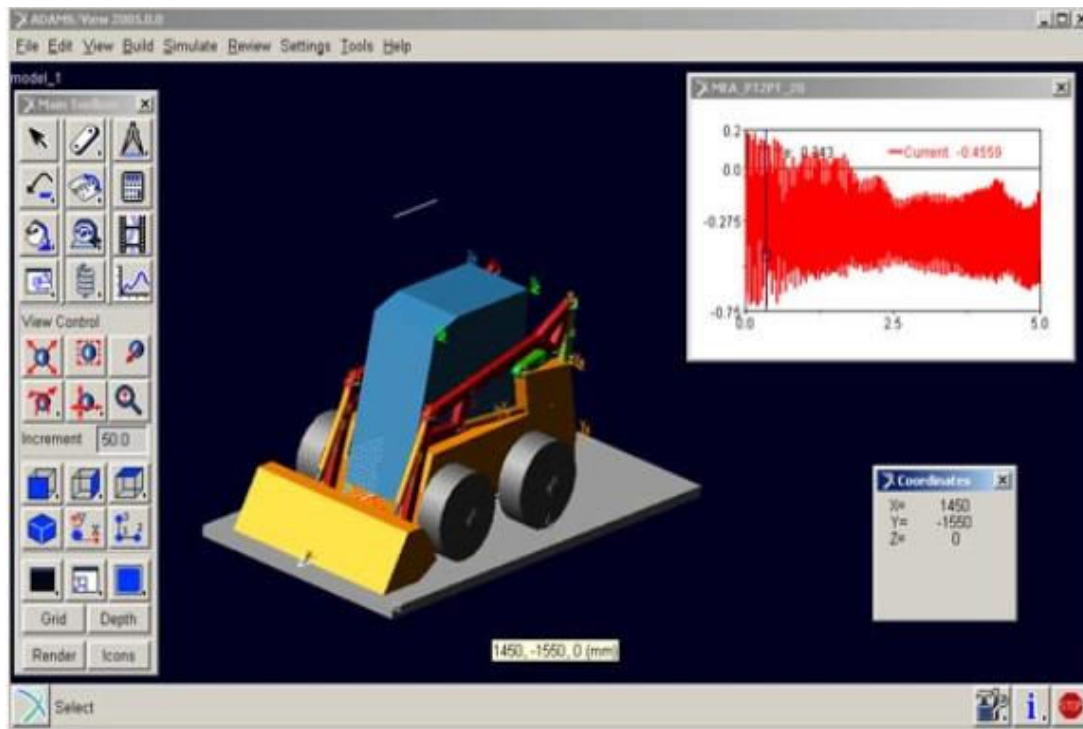


Figura 7.7. Ejemplo de diseño en MSC.Adams usando el módulo Adams/View.

7.1.1.10. Adams/Solver.

Adams/Solver es el motor del análisis de alto rendimiento que ofrece MSC. Adams. Es el núcleo del producto.

7.1.1.11. Adams / PostProcessor.

Adams/PostProcessor proporciona un entorno del resultado obtenido tras la simulación que permite realizar un análisis de los resultados que se obtienen para poder preparar un informe de los mismos.

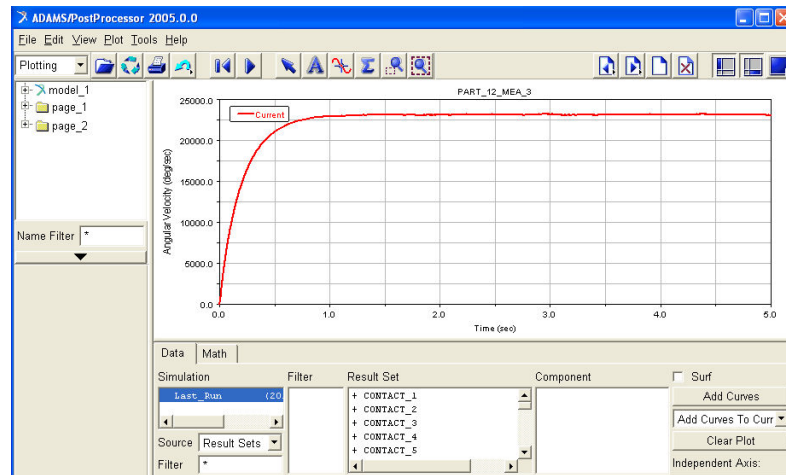


Figura 7.8. Ejemplo de diseño con MSC.Adams.

7.2. Creación del modelo de tres bolas.

Con el fin de crear un modelo lo más parecido al rodamiento rígido de bolas 6206 de SKF se utilizaron las dimensiones que define el fabricante.

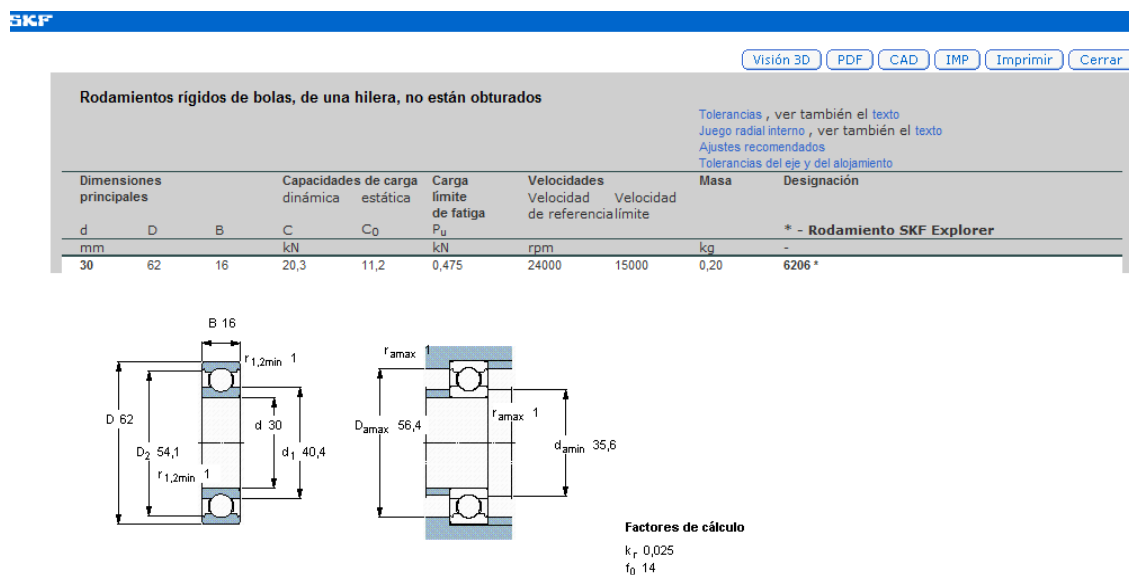




Figura 7.9. Dimensiones del rodamiento 6206 de SKF.

Para la creación del modelo de 3 bolas se siguieron los siguientes pasos en el orden que se definen a continuación, ya que de este modo los contactos entre las bolas y el aro exterior e interior garantizarán que la fuerza de rozamiento y de impacto entre ambas sean respectivamente tangente y perpendiculares a las superficies de rodadura.

7.2.1. Primera parte del modelado del aro exterior.

Se crea un toroide (primer toroide) a partir del cual se generará el aro exterior. En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link” . Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Rigid Body: Torus” . A continuación hay que introducir los valores del radio mayor y menor, los cuales definen al toroide.

Se crea otro toroide (segundo toroide), con unas dimensiones diferentes, ya que este toroide va a generar la pista de rodadura del aro al cortar al primer toroide.

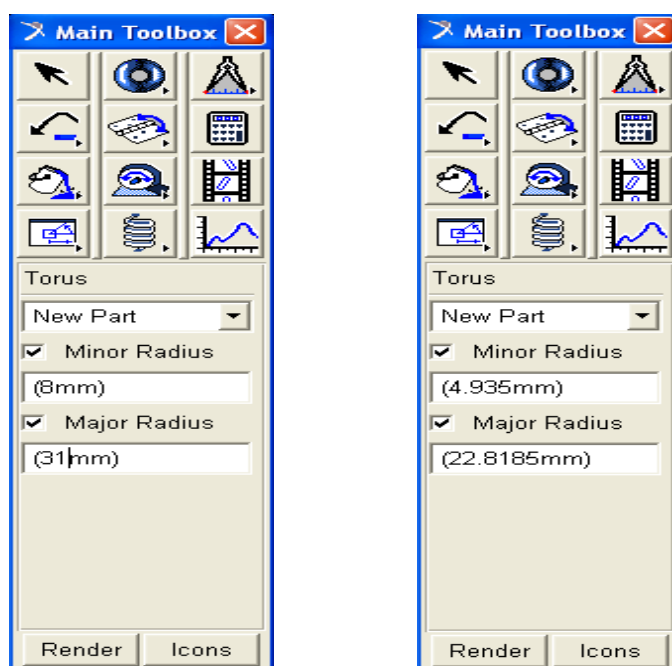



Figura 7.10. Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Boolean: Cut out a

solid with another” .

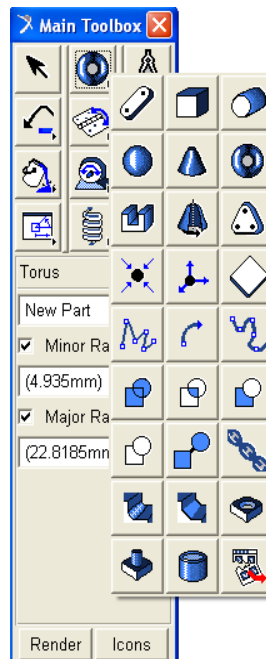
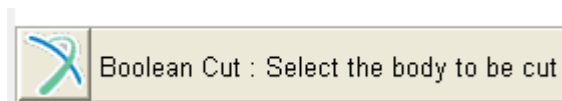
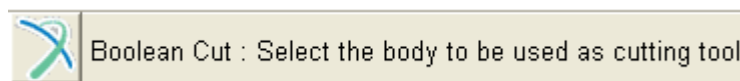


Figura 7.11. Operación de corte.


El software nos muestra en la esquina inferior izquierda las acciones que debemos realizar para ejecutar correctamente los comandos que hemos seleccionamos a través de los iconos. En este caso, nos pedirá que seleccionemos primero el objeto que queremos cortar,



, y a continuación el objeto que queremos que actúe como herramienta de corte.



7.2.2. Modelado de las bolas.

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de “Rigid Body: Sphere” . A continuación se debe introducir el radio de la bola.

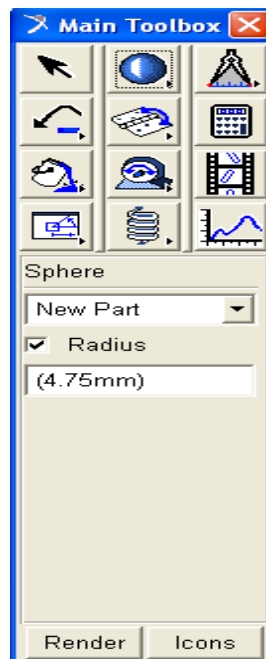
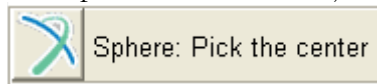


Figura 7.12. Dimensiones de las bolas.

En la esquina inferior izquierda aparecerá un mensaje que nos dice que debemos seleccionar el centro de la bola,



El centro de la bola lo podemos seleccionar mediante la barra de herramientas “LocationEvent”.



Figura 7.13. Localización de las bolas.

Una vez que introducimos la posición del centro de la bola debemos hacer click en “Apply”.

A continuación hacemos click con el botón izquierdo del ratón sobre la bola y seleccionamos la “parte” del modelo que se corresponde con la bola. Después hacemos uso

de la opción “copy” y aparecerá una nueva bola justo encima de la bola que hemos copiado.

Debemos repetir esta operación de nuevo, ya que se trata de un modelo de rodamiento de tres bolas.

Ahora debemos separar las 3 bolas 120° entre sí. Para ello debemos seleccionar el icono “Position: Reposition objects relative to view coordinates (x right, y up, and z out of the view)”,



the view)”,

Después, debemos hacer click con el botón izquierdo del ratón en el cuadrado que aparece en el centro de los cursores, tal y como indica la siguiente figura.

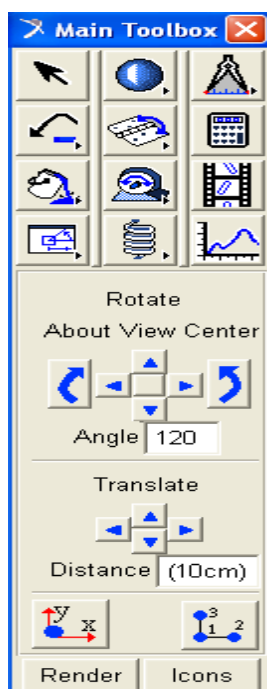





Figura 7.14. Rotación de las bolas copiadas.

Cuando aparezca el puntero con la siguiente forma , debemos señalar el “Marker” que representa al centro de masas del aro, ya que de este modo nos aseguramos de que las bolas van a girar con respecto al origen de coordenadas.

Se debe realizar esta operación sobre las bolas copiadas para situar las tres bolas equidistantes entre sí 120° .

7.2.3. Creación de los contactos entre las bolas y el aro exterior.

Para crear los contactos se debe hacer click con el botón izquierdo del ratón sobre el icono “Conector: Translational Spring-Damper” , y cuando se abra el desplegable que se muestra a continuación debemos seleccionar el icono “Contact” .

En la siguiente figura se muestra los parámetros que muestra el software MSC. Adams por defecto para definir los contactos entre dos sólidos.

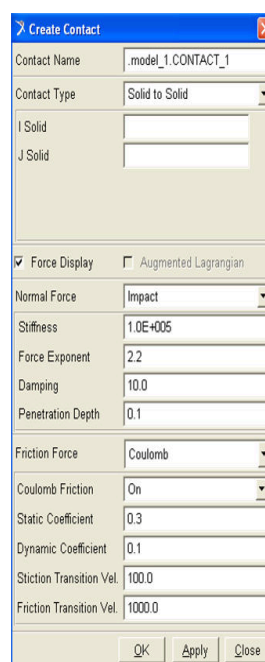


Figura 7.15. Contacto entre el aro exterior y las bolas.

7.2.4. Segunda parte del modelado del aro exterior.

Una vez añadidos los contactos entre el aro interior y las bolas, debemos dar la forma adecuada a la parte interna del toroide que forma el aro exterior. Para ello creamos un cilindro:

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Rigid Body: Cilyinder”



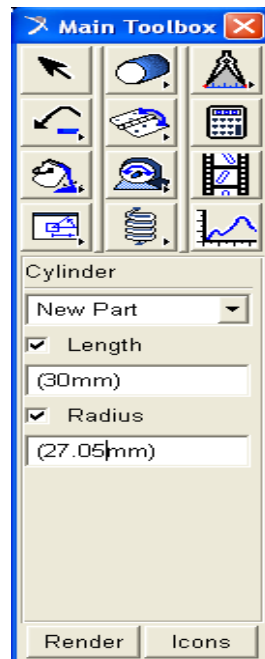


Figura 7.16. Cilindro que da forma a la parte interna del aro exterior.

Este cilindro debe cortar al aro exterior, y tras hacerlo el software nos pedirá que actualicemos los contactos.

Una vez actualizados los contactos se debe dar la forma adecuada a la parte externa del aro exterior y para ello se deben crear dos cilindros.

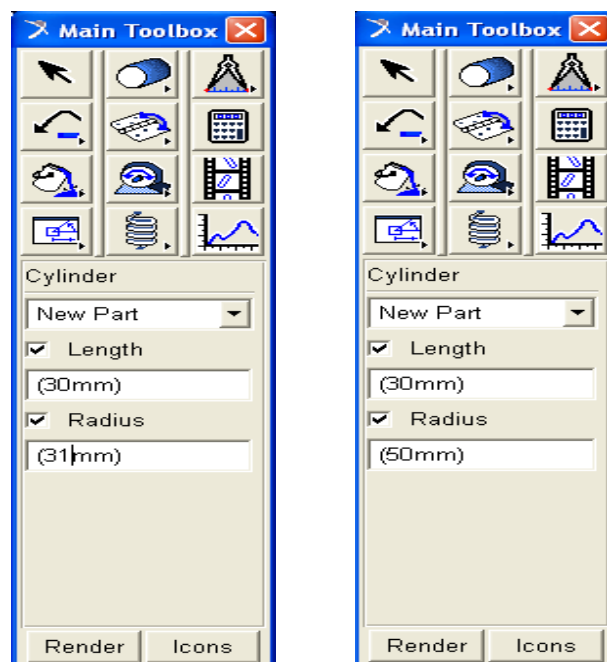


Figura 7.17. Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).

El primer cilindro debe cortar al segundo cilindro, y a continuación, el anillo formado por el corte de los dos cilindros debe cortar al aro exterior. Tras hacer los cortes, el software nos pedirá que actualicemos los contactos. Una vez actualizados los contactos, el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

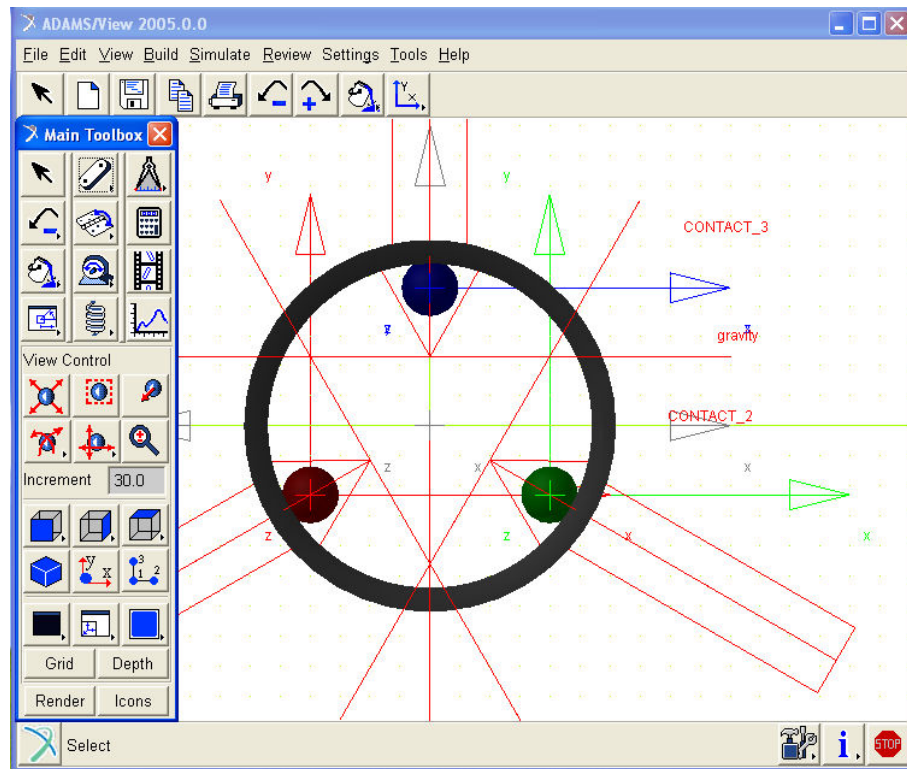


Figura 7.18. Conjunto aro exterior-bolas-contactos.

7.2.5. Modelado del aro interior.

El aro interior lo vamos a crear del mismo modo que creamos el aro exterior. Se crea un toroide (primer toroide) a partir del cual se generará el aro interior. En el menú de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho

del ratón en el icono “Rigid Body: Link” . Cuando aparezca el desplegable se debe

seleccionar el icono “Rigid Body: Torus” . A continuación hay que introducir los valores del radio mayor y menor, los cuales definen al toroide.

Se crea un toroide (segundo toroide), con unas dimensiones diferentes, ya que este toroide va a generar la pista de rodadura del aro al cortar al primer toroide.

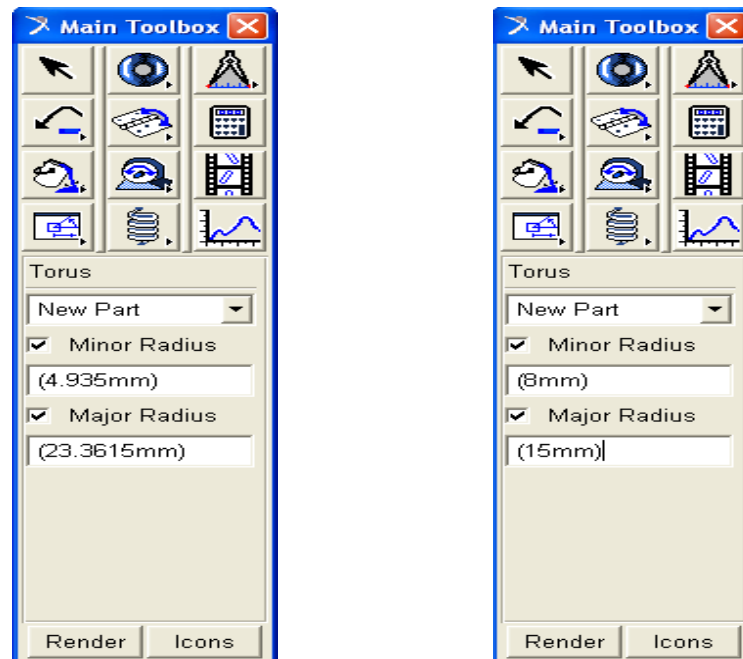



Figura 7.19. Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Boolean: Cut out a

solid with another” .

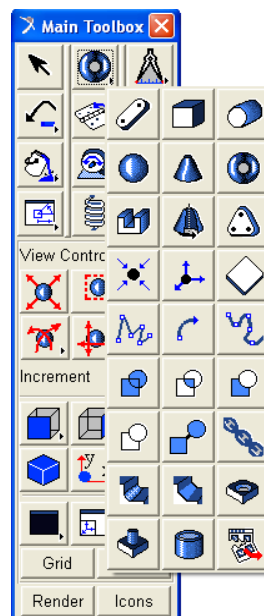
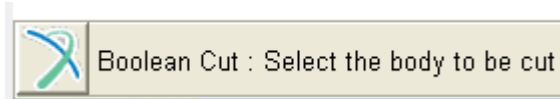
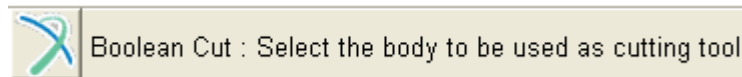


Figura 7.20. Operación de corte.

El software nos muestra en la esquina inferior izquierda las acciones que debemos realizar para ejecutar correctamente los comandos que hemos seleccionamos a través de los iconos. En este caso, nos pedirá que seleccionemos primero el objeto que queremos cortar,



, y a continuación el objeto que queremos que haga el papel de herramienta de corte.



En la siguiente figura se muestra el conjunto formado por el aro exterior, las bolas y el aro interior. También se muestran los contactos entre las bolas y el aro exterior.

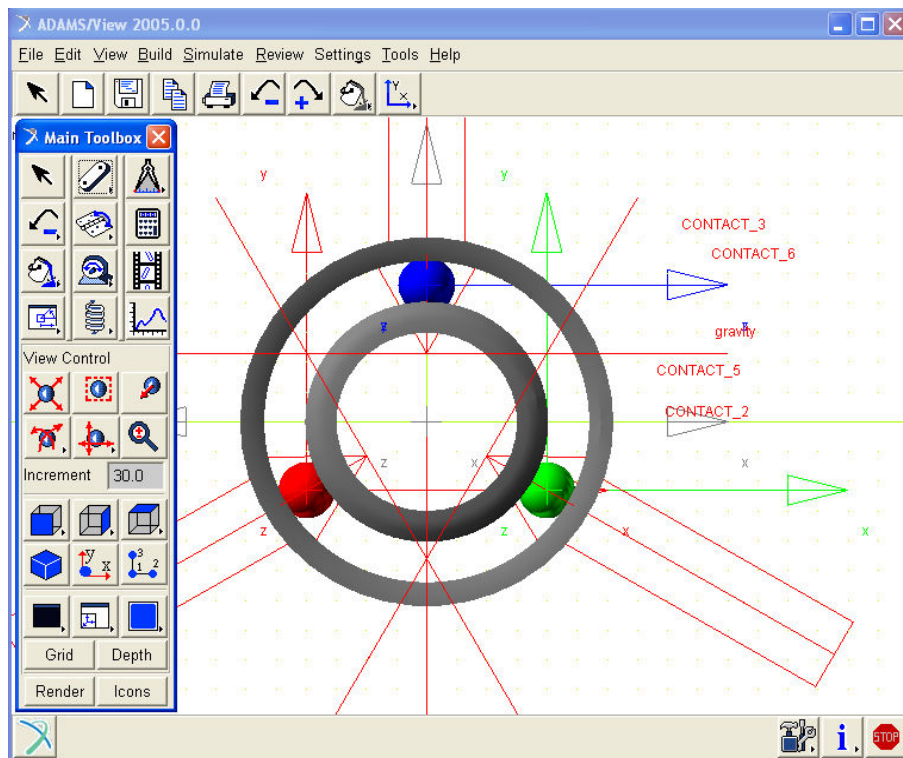




Figura 7.21. Conjunto aro exterior-bolasa-aro interior.

7.2.6. Definición de contactos entre las bolas y el aro interior.

Para crear los contactos se debe hacer click con el botón izquierdo del ratón sobre el icono “Conector: Translational Spring-Damper” , y cuando se abra el desplegable que se muestra a continuación debemos seleccionar el icono “Contact” .

En la siguiente figura se muestra los parámetros que muestra el software MSC. Adams por defecto para definir los contactos entre dos sólidos.

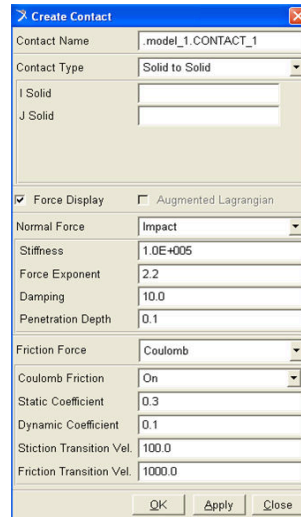


Figura 7.22. Contacto entre el aro interior y las bolas.

7.2.7. Segunda parte del modelado del aro interior.

Una vez añadidos los contactos entre el aro interior y las bolas, debemos dar la forma adecuada al toroide que forma el aro interior. Para ello creamos un cilindro:

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Rigid Body: Cylinder”.

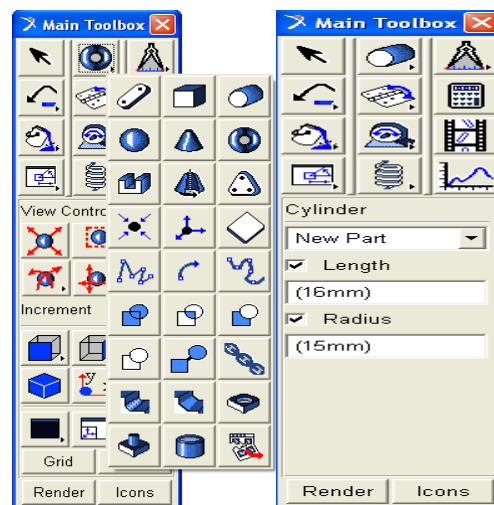


Figura 7.23. Cilindro para crear el aro interior.

A continuación se corta el aron interior con el cilindro. Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono



de la operación Booleana “Boolean: Cut out a solid with another”

Debemos seleccionar primero el sólido que queremos cortar y en segundo lugar el sólido que va a actuar como herramienta de corte.

Para dar la forma adecuada a la parte del aro interior más próxima a la bolas debemos crear dos cilindros.

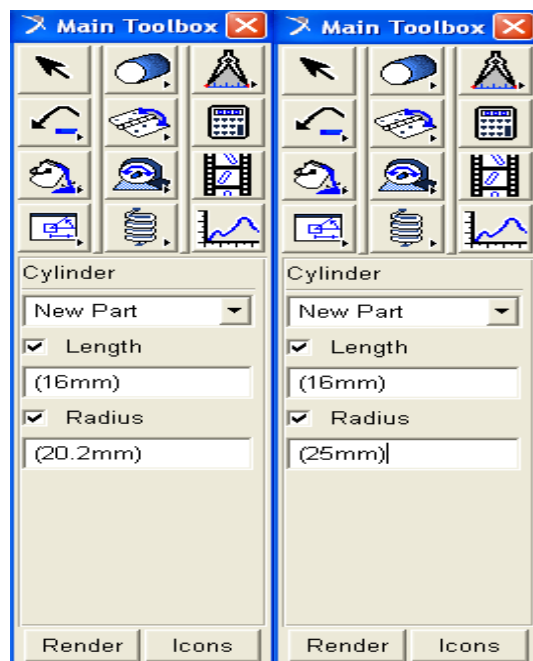


Figura 7.24. Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).

El primer cilindro debe cortar al segundo cilindro, y a continuación, el anillo formado por el corte de los dos cilindros debe cortar al aro interior. Tras hacer los cortes, el software nos pedirá que actualicemos los contactos. Una vez actualizados los contactos, el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

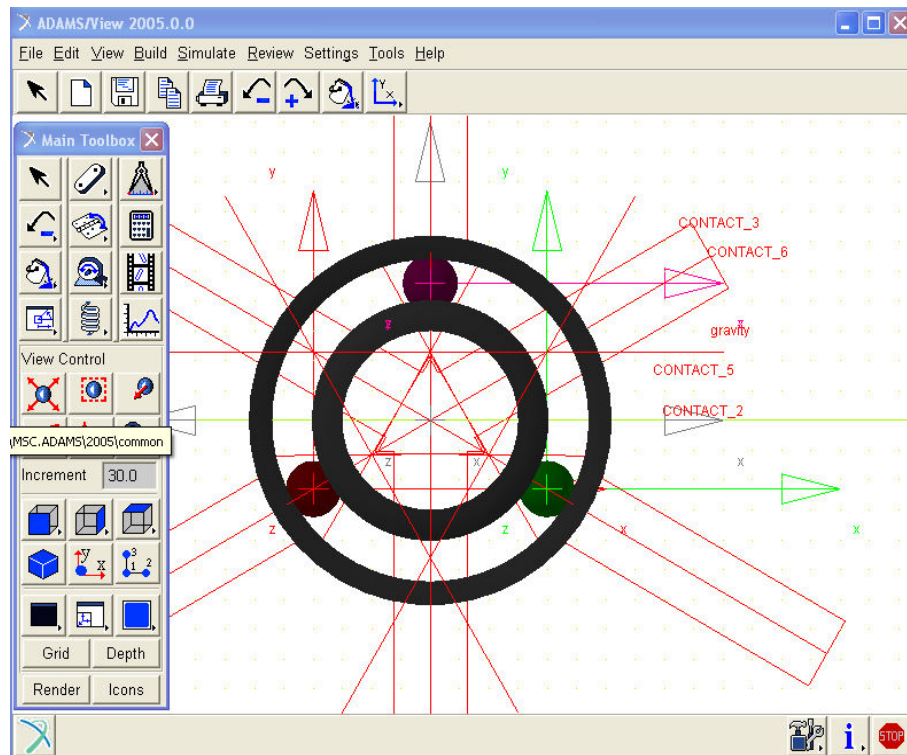


Figura 7.25. Modelo con el aro interior completado.

7.2.8. Modelado de la jaula.

La jaula está compuesta por tres cilindros, uno dentro de cada bola, y seis elabones, tres a cada lado del rodamiento, que están comunicados entre sí a través de los ejes situados dentro de las bolas.

7.2.8.1. Modelado de los cilindros de unión entre la jaula y las bolas.

En primer lugar se deben realizar unos agujeros cilíndricos sobre las bolas, en los cuales insertaremos los cilindros que nos sirvan para unir las bolas con la jaula. Para ello procederemos como sigue:

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Add a hole: añadir un agujero”.



agujero”.

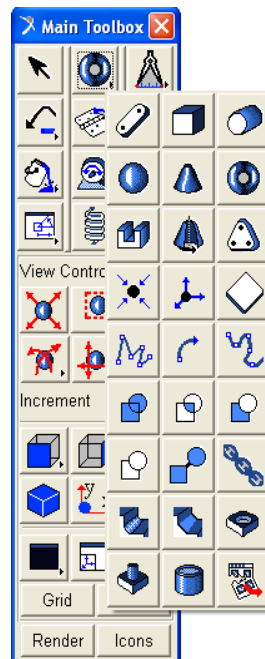


Figura 7.26. Creación del agujero atravesando las bolas.

A continuación debemos seleccionar la bola sobre la que queremos hacer el agujero y el punto de la bola sobre el que queremos hacer el agujero. Tras hacer el agujero sobre la bola, el software nos pedirá actualizar los contactos, entonces, le decimos que sí y realizamos la misma operación sobre las demás bolas. El modelo queda como muestra la siguiente figura.

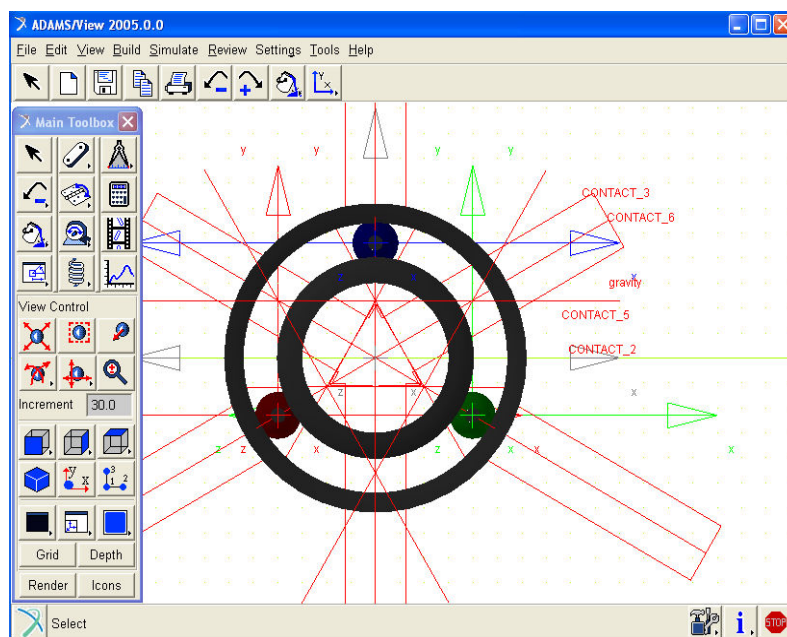


Figura 7.27. Agujero atravesando las bolas.

Para insertar los ejes a las bolas debemos hacer click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación

Booleana “Rigid Body: Cilyinder”

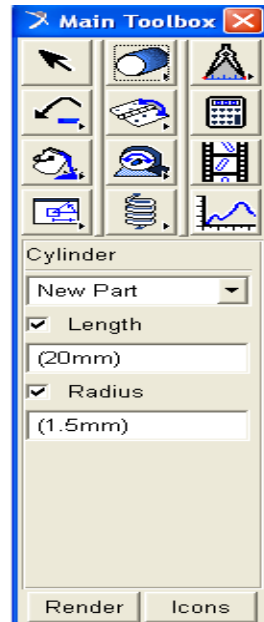


Figura 7.28. Creación de los ejes sobre las bolas.

Tras colocar los ejes sobre las bolas el modelo queda tal y como se ilustra en la siguiente figura.

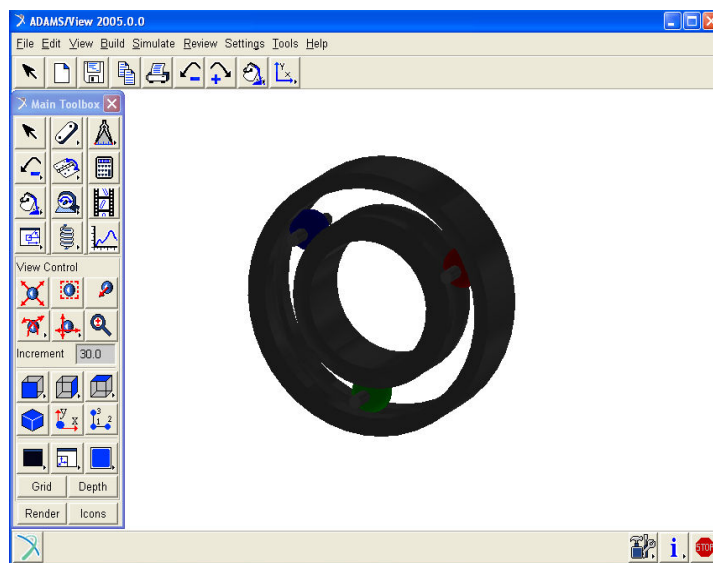


Figura 7.29. Ejes sobre las bolas.

7.2.8.2. Modelado de los eslabones.

A continuación debemos unir los ejes mediante los eslabones que formaran la jaula del rodamiento. Para acometer dicho fin, debemos unir los ejes mediante seis eslabones, tres en la cara frontal y otros tres en la cara trasera.

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Rigid Body: Link”

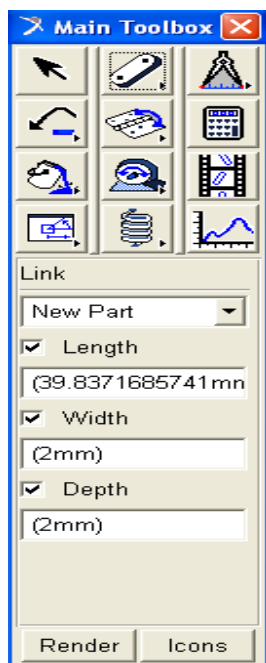


Figura 7.30. Creación de los eslabones.

Una vez que fijemos los eslabones a los centros de los ejes, debemos unir los tres eslabones de cada una de las caras entre sí, por ello haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la

operación Booleana “Boolean: Unite two solids”



. El modelo queda como muestra la siguiente figura.

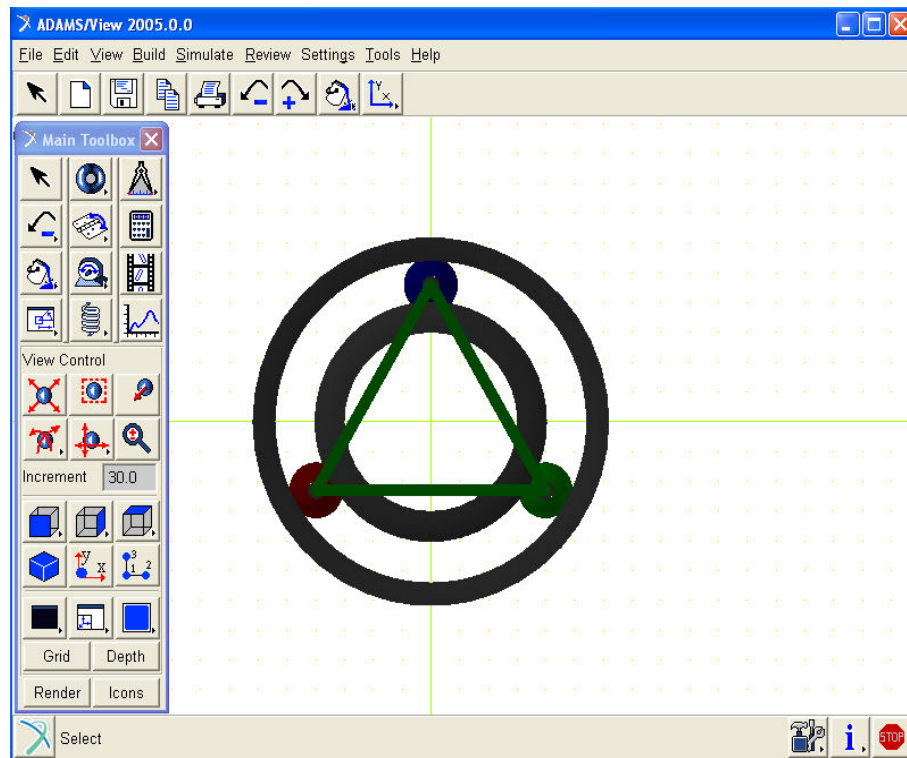



Figura 7.31. Creación de los eslabones.

7.2.9. Definición de las uniones.

Lo siguiente que debemos hacer es definir las uniones entre los distintos elementos que forman el modelo de rodamiento: suelo, aro exterior, bolas, aro interior, ejes y eslabones.

Haciendo click en el icono “Joint: Revolute” , se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono que representa la unión que queremos realizar.

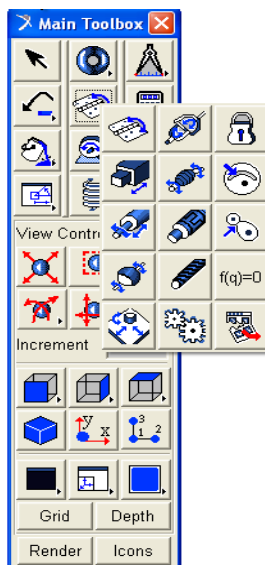




Figura 7.32. Creación de las uniones.

Las uniones se fijaran entre los centros de los elementos a unir de la siguiente manera:


La unión entre el aro exterior y el suelo: dado que el aro exterior es fijo, utilizaremos una unión fija para no permitir su movimiento, es decir, fijaremos el aro exterior al suelo. Por lo tanto, debemos seleccionar el icono “Joint: Fixed” .

La unión entre los cilindros y los eslabones también será fija, así que debemos repetir el mismo procedimiento entre cada eje y el conjunto formado por los dos eslabones de cada cara a los que va unido.

La unión entre los ejes y las bolas será una unión que sólo permita el giro relativo en el plano del suelo, es decir, respecto al eje Z. Por lo tanto, debemos seleccionar el icono

“Joint: Revolute” . El modelo queda como se muestra en la siguiente figura.



La unión entre las bolas y los aros será cilíndrica , de este modo, permitimos el movimiento relativo en el plano del suelo (ejes X e Y) y el giro relativo también en el plano del suelo (sobre el eje Z). Finalmente el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

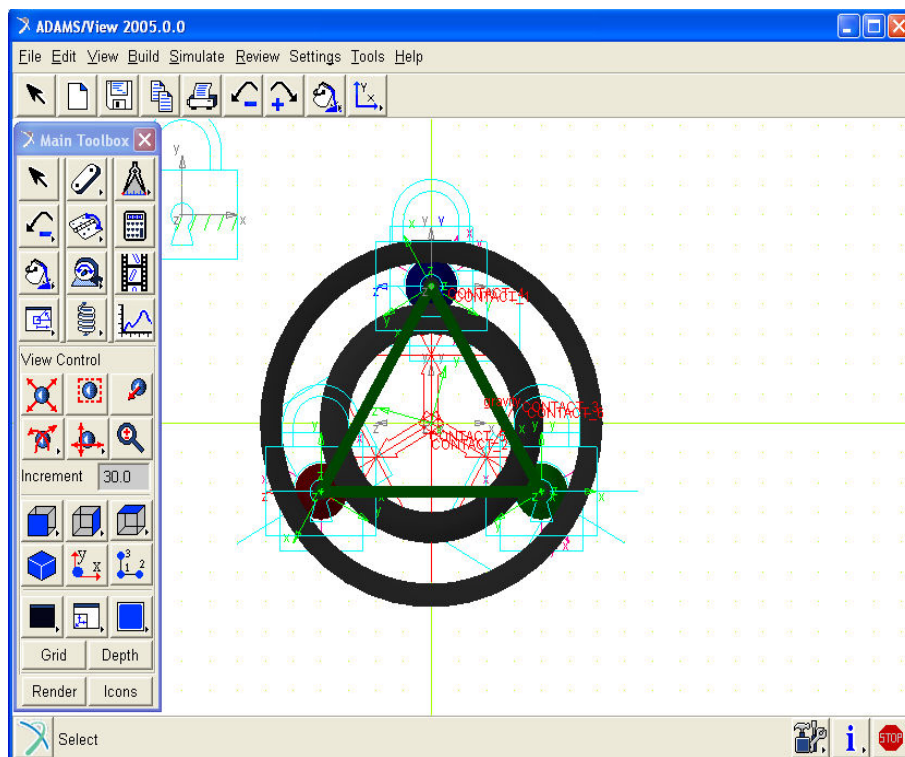


Figura 7.33. Modelo de tres bolas.

7.3. Creación del modelo de nueve bolas.

El objeto de este capítulo es la descripción de como se ha pasado del modelo de tres bolas en ADAMS del rodamiento rígido de bolas SKF 6206 a otro más real de nueve bolas.

Para ello lo primero que se hace es representar el modelo geométrico en ADAMS, a través de todos sus elementos (aro exterior, aro interior, jaula, elementos rodantes) y las respectivas juntas y contactos asociados a ellos.

Para la creación del modelo de 3 bolas se siguieron los siguientes pasos en el orden que se definen a continuación, ya que de este modo los contactos entre las bolas y el aro exterior e interior garantizarán que la fuerza de rozamiento y de impacto entre ambas sean respectivamente tangente y perpendiculares a las superficies de rodadura.

7.3.1. Primera parte del modelado del aro exterior.

Se crea un toroide (primer toroide) a partir del cual se generará el aro exterior. En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el

botón derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link” . Cuando aparezca el



desplegable se debe seleccionar el icono “Rigi Body: Torus”. A continuación hay que introducir los valores del radio mayor y menor, los cuales definen al toroide.

Se crea otro toroide (segundo toroide), con unas dimensiones diferentes, ya que este toroide va a generar la pista de rodadura del aro al cortar al primer toroide.

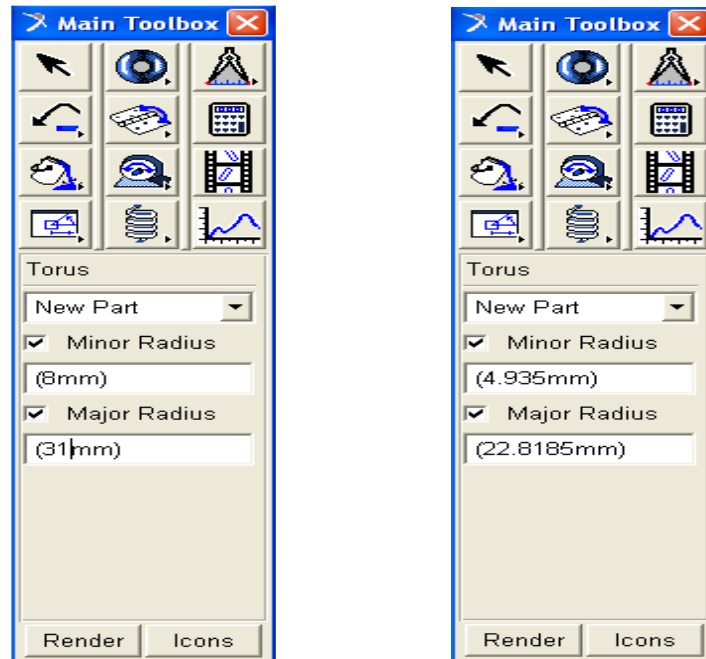


Figura 7.34. Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Boolean: Cut out a

solid with another”



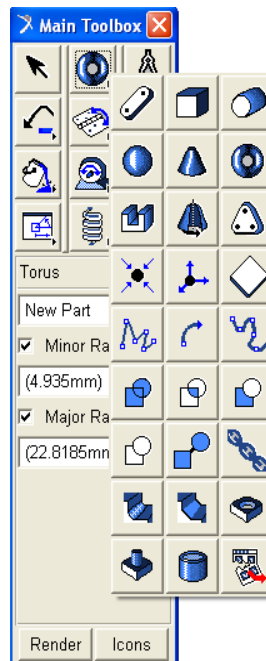
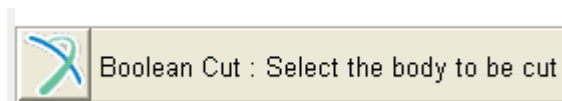
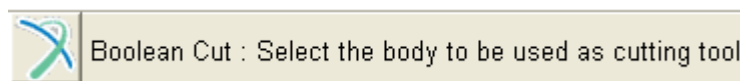


Figura 7.35. Operación de corte.


El software nos muestra en la esquina inferior izquierda las acciones que debemos realizar para ejecutar correctamente los comandos que hemos seleccionamos a través de los iconos. En este caso, nos pedirá que seleccionemos primero el objeto que queremos cortar,



, y a continuación el objeto que queremos que actúe como herramienta de corte.



7.3.2. Modelado de las bolas.

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de “Rigid Body: Sphere” . A continuación se debe introducir el radio de la bola.

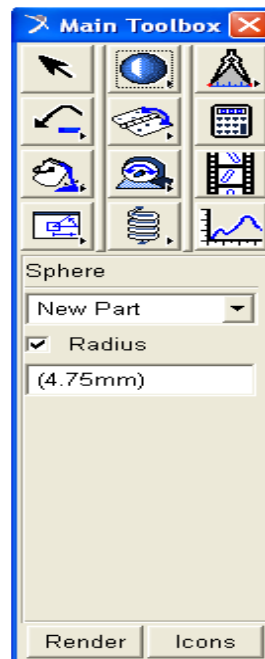
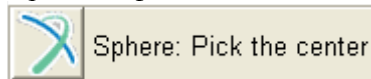


Figura 7.36. Creación de las bolas.

En la esquina inferior izquierda aparecerá un mensaje que nos dice que debemos seleccionar el centro de la bola,



El centro de la bola lo podemos seleccionar mediante la barra de herramientas “LocationEvent”.

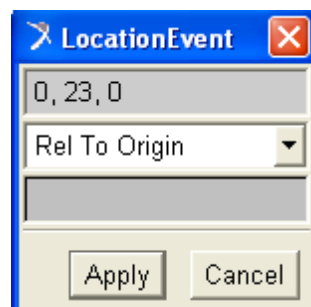



Figura 7.37. Localización de las bolas.

Una vez que introducimos la posición del centro de la bola debemos hacer click en “Apply”.

A continuación hacemos click con el botón izquierdo del ratón sobre la bola y seleccionamos la “parte” del modelo que se corresponde con la bola. Después hacemos uso de la opción “copy” y aparecerá una nueva bola justo encima de la bola que hemos copiado. Debemos repetir esta operación de nuevo hasta tener nueve bolas.

Ahora debemos separar las nueve bolas 40° entre sí. Para ello debemos seleccionar el icono “Position: Reposition objects relative to view coordinates (x right, y up, and z out of the

view)”, .

Después, debemos hacer click con el botón izquierdo del ratón en el cuadrado que aparece en el centro de los cursores, tal y como indica la siguiente figura.

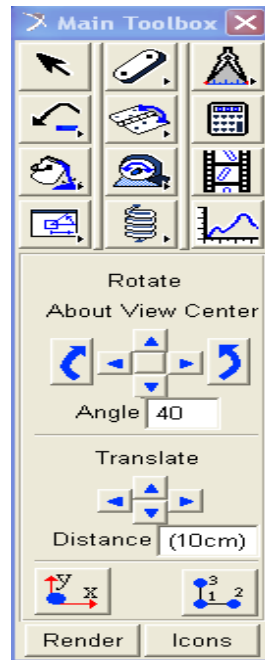





Figura 7.38. Rotación de las bolas copiadas.

Cuando aparezca el puntero con la siguiente forma , debemos señalar el “Marker” que representa al centro de masas del aro, ya que de este modo nos aseguramos de que las bolas van a girar con respecto al origen de coordenadas.

Se debe realizar esta operación sobre las bolas copiadas para situar las nueve bolas equidistantes entre sí 40° .

7.3.3. Creación de los contactos entre las bolas y el aro exterior.

Para crear los contactos se debe hacer click con el botón izquierdo del ratón sobre el icono “Conector: Translational Spring-Damper” , y cuando se abra el desplegable que se muestra a continuación debemos seleccionar el icono “Contact” .

En la siguiente figura se muestra los parámetros que muestra el software MSC. Adams por defecto para definir los contactos entre dos sólidos.

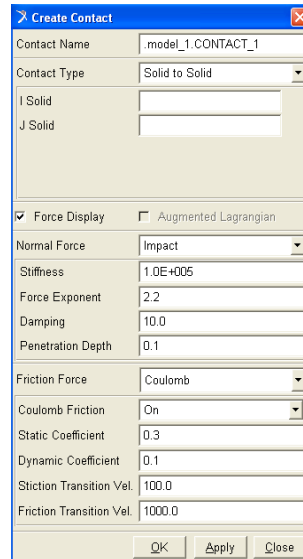


Figura 7.39. Definición del contacto entre el aro exterior y las bolas.

7.3.4. Segunda parte del modelado del aro exterior.

Una vez añadidos los contactos entre el aro interior y las bolas, debemos dar la forma adecuada a la parte interna del toroide que forma el aro exterior. Para ello creamos un cilindro:

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Rigid Body: Cilyinder”



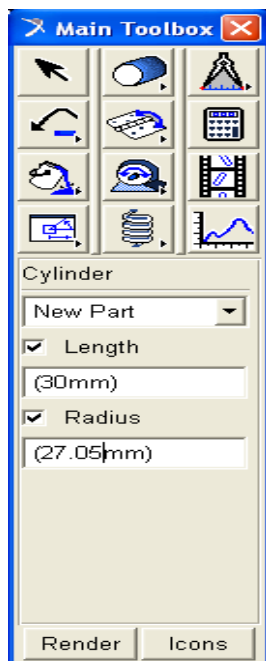


Figura 7.40. Cilindro que da forma a la parte interna del aro exterior.

Este cilindro debe cortar al aro exterior, y tras hacerlo el software nos pedirá que actualicemos los contactos.

Una vez actualizados los contactos se debe dar la forma adecuada a la parte externa del aro exterior y para ello se deben crear dos cilindros.

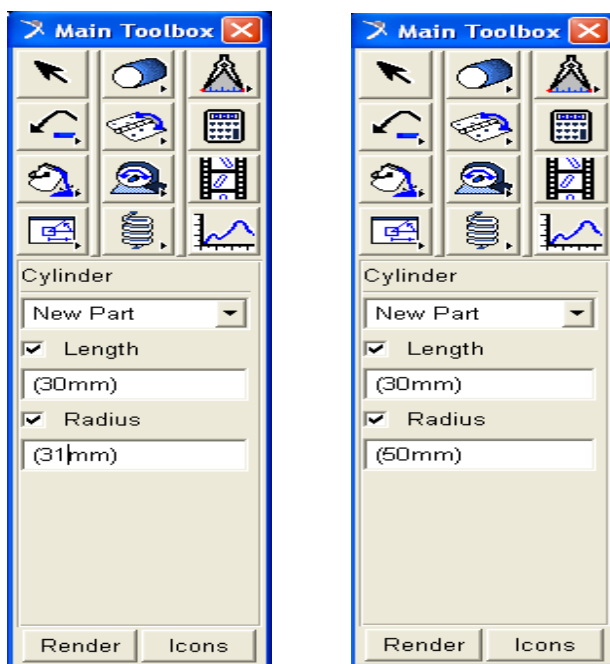


Figura 7.41. Dimensiones del primer cilindro (izquierda) y del segundo (derecha).

El primer cilindro debe cortar al segundo cilindro, y a continuación, el anillo formado por el corte de los dos cilindros debe cortar al aro exterior. Tras hacer los cortes, el software nos pedirá que actualicemos los contactos. Una vez actualizados los contactos, el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

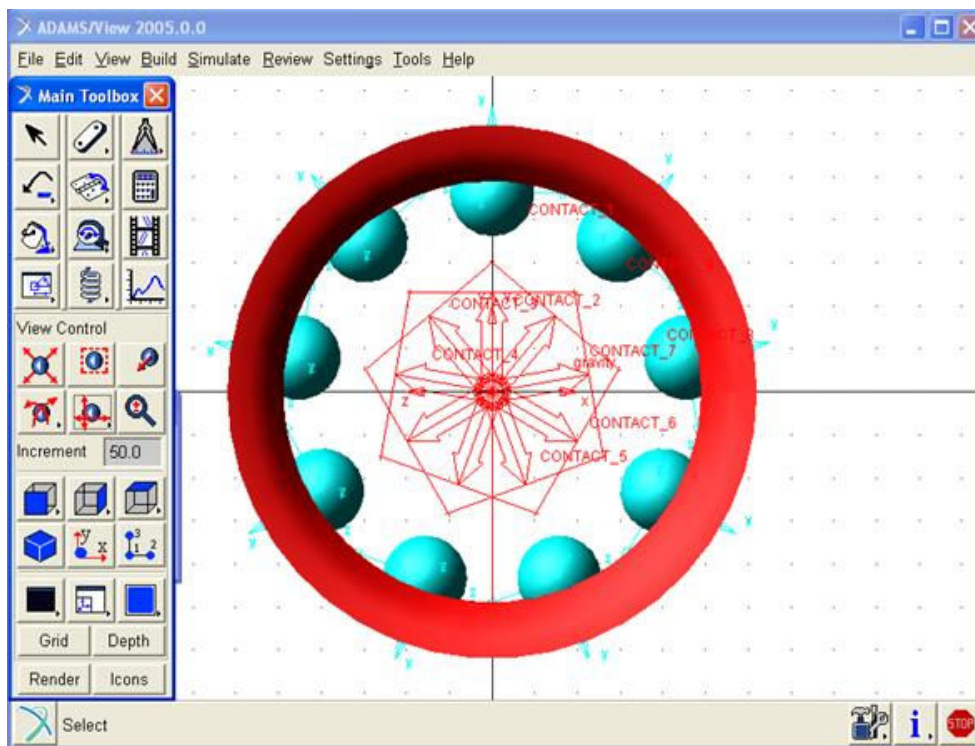


Figura 7.42. Contacto entre el aro exterior y las bolas.

7.3.5. Primera parte del modelado del aro interior.

El aro interior lo vamos a crear del mismo modo que creamos el aro exterior. Se crea un toroide (primer toroide) a partir del cual se generará el aro interior. En el menú de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón



derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link”. Cuando aparezca el desplegable



se debe seleccionar el icono “Rigid Body: Torus”. A continuación hay que introducir los valores del radio mayor y menor, los cuales definen al toroide.

Se crea un toroide (segundo toroide), con unas dimensiones diferentes, ya que este toroide va a generar la pista de rodadura del aro al cortar al primer toroide.

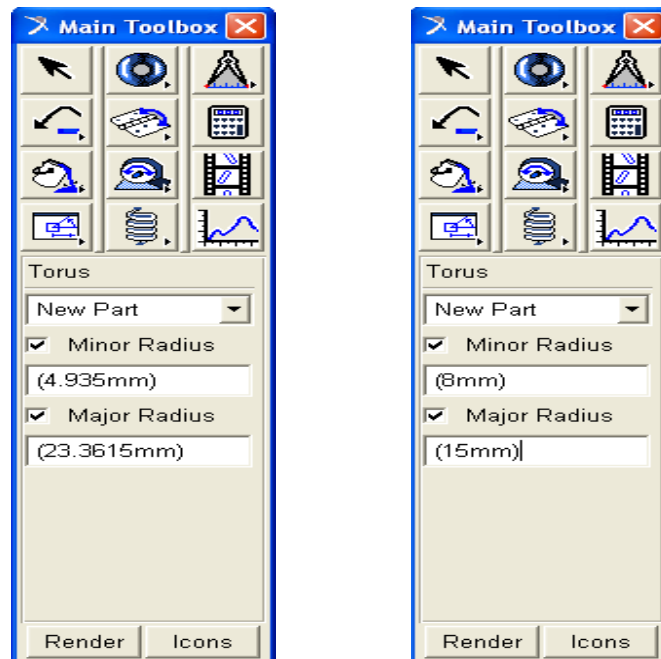


Figura 7.43. Dimensiones del primer toroide (izquierda) y del segundo (derecha).

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Boolean: Cut out a

solid with another”

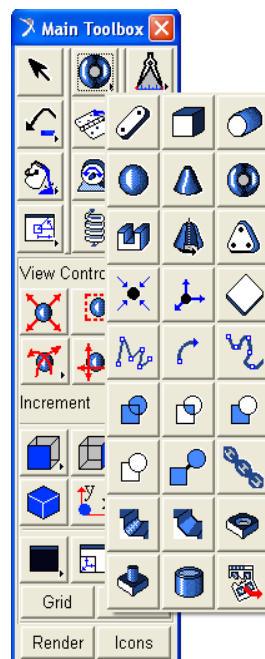
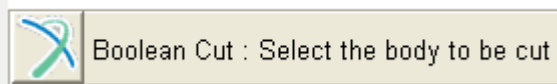


Figura 7.44. Operación de corte.

El software nos muestra en la esquina inferior izquierda las acciones que debemos realizar para ejecutar correctamente los comandos que hemos seleccionamos a través de los iconos. En este caso, nos pedirá que seleccionemos primero el objeto que queremos cortar,



, y a continuación el objeto que queremos que haga el papel de herramienta de corte.

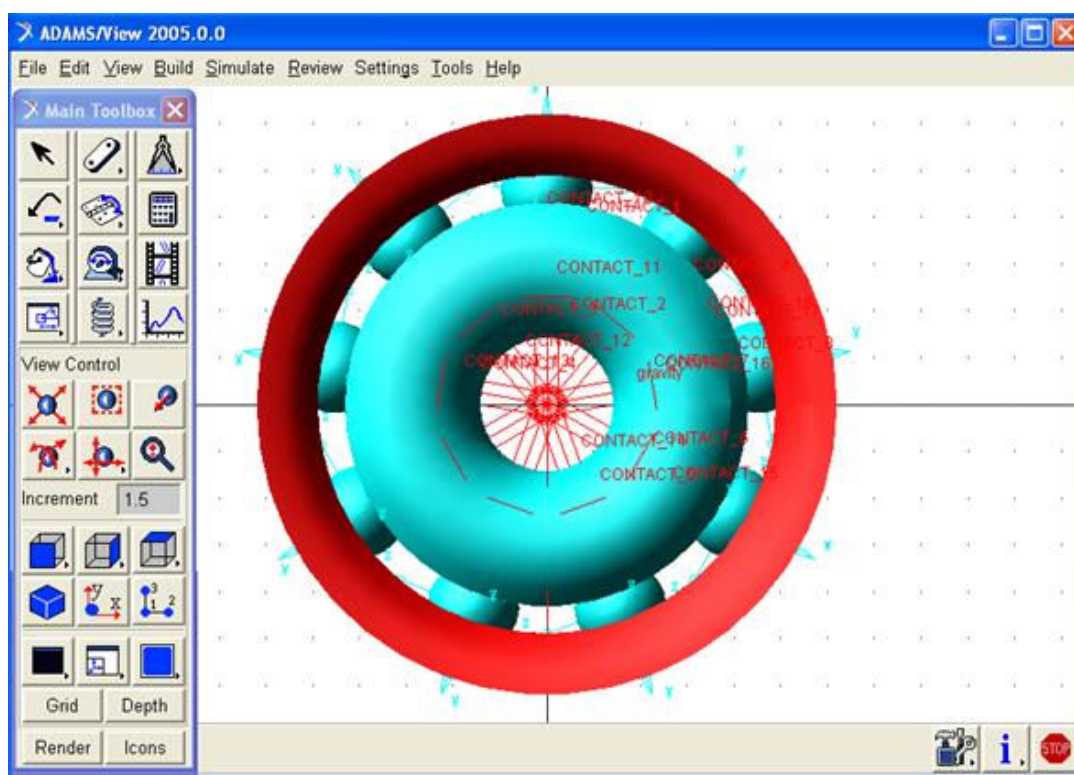
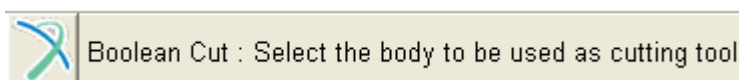




Figura 7.45. Corte de toroides.

7.3.6. Creación de los contactos entre las bolas y el aro interior.

Para crear los contactos se debe hacer click con el botón izquierdo del ratón sobre el icono “Conector: Translational Spring-Damper” , y cuando se abra el desplegable que se muestra a continuación debemos seleccionar el icono ”Contact” .

En la siguiente figura se muestra los parámetros que muestra el software MSC. Adams por defecto para definir los contactos entre dos sólidos.

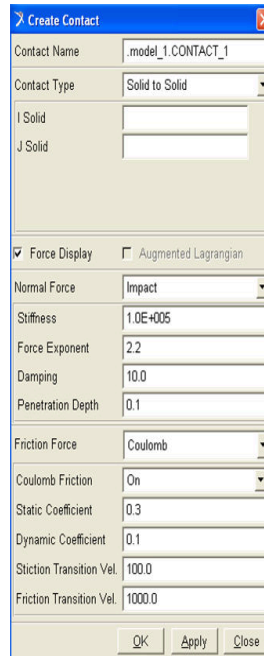


Figura 7.46. Definición del contacto entre el aro interior y las bolas.

7.3.7. Segunda parte del modelado del aro interior.

Una vez añadidos los contactos entre el aro exterior y las bolas, debemos dar la forma adecuada al toroide que representa al aro interior. Para ello creamos un cilindro:

Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Rigid Body: Cilyinder”



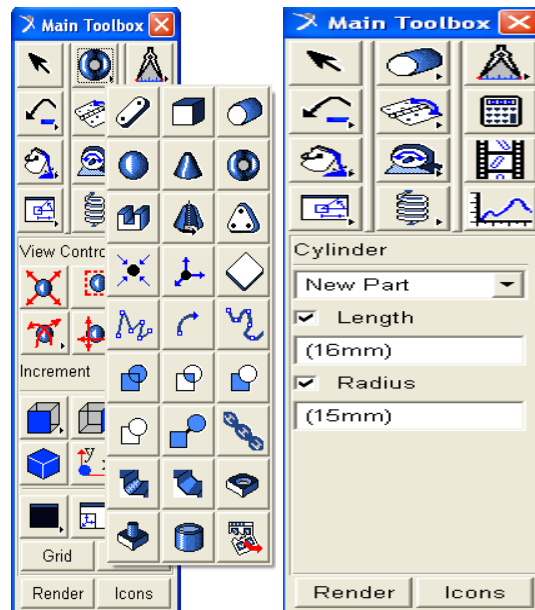


Figura 7.47. Creación y dimensiones de un cilindro.

A continuación se corta el arón interior con el cilindro. Haciendo click en el icono del toroide, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono

de la operación Booleana “Boolean: Cut out a solid with another”



Debemos seleccionar primero el sólido que queremos cortar y en segundo lugar el sólido que va a actuar como herramienta de corte.

Para dar la forma adecuada a la parte del aro interior en contacto con la pista de rodadura, debemos crear dos cilindros.

En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link”



Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Rigi Body: Torus”



A continuación hay que introducir los valores del radio mayor y menor, los cuales definen al primer cilindro.

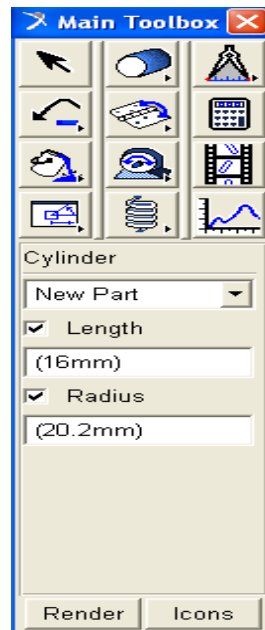




Figura 7.48. Dimensiones del primer cilindro.

En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link” . Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Rigi Body: Cylinder” . A continuación hay que introducir los valores del radio y de la longitud, los cuales definen al segundo cilindro.

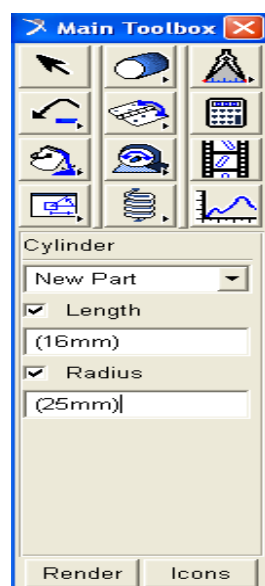


Figura 7.49. Dimensiones del segundo cilindro.

El primer cilindro debe cortar al segundo cilindro, y a continuación, el anillo formado por el corte de los dos cilindros debe cortar al aro interior. Tras hacer los cortes, el software nos pedirá que actualicemos los contactos. Una vez actualizados los contactos, el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

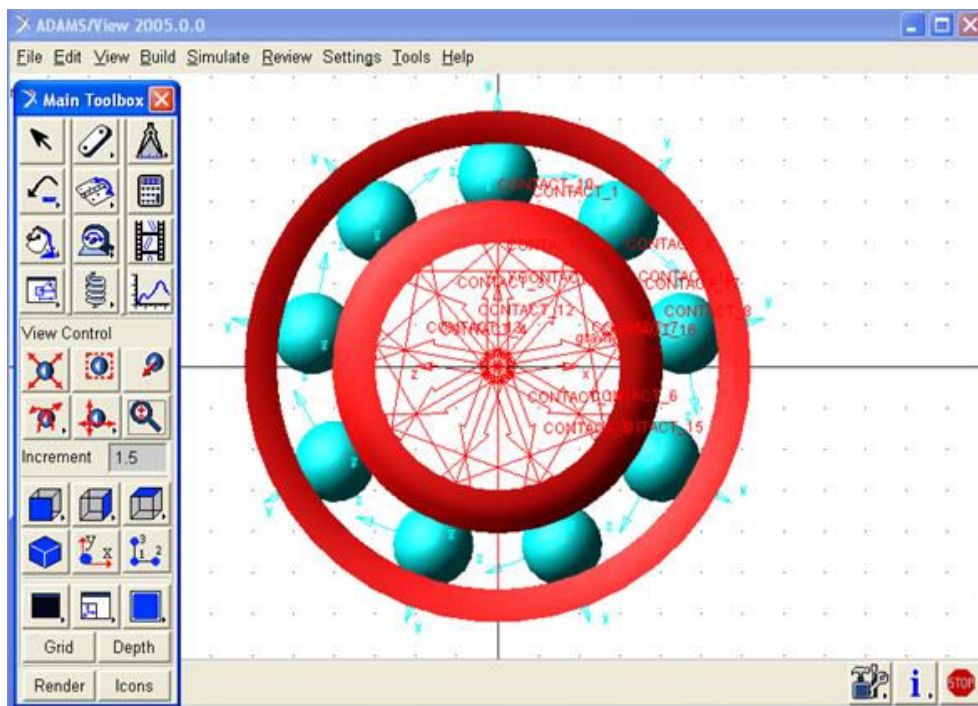


Figura 7.50. Contacto entre el aro interior y las bolas.

7.3.8. Creación de los anillos de la jaula.

Para modelar la jaula en primer lugar se debe crear un aro alrededor de una de las bolas, siendo la opción más sencilla la bola superior, puesto que sus coordenadas están definidas mediante números decimales exactos y haremos coincidir el centro del anillo con el centro de la bola.

El anillo es creado mediante la siguientes cadena de operaciones: creación de una esfera de mayor radio que nuestra bola, a continuación esta esfera se corta mediante otra esfera de modo que se deja una pequeña holgura entre la bola y la nueva pieza originada.

Después, esta nueva pieza se corta por la parte superior e inferior por dos cajas (“box”), lo cual nos permite obtener un nuevo sólido con forma de anillo que rodea a la bola.

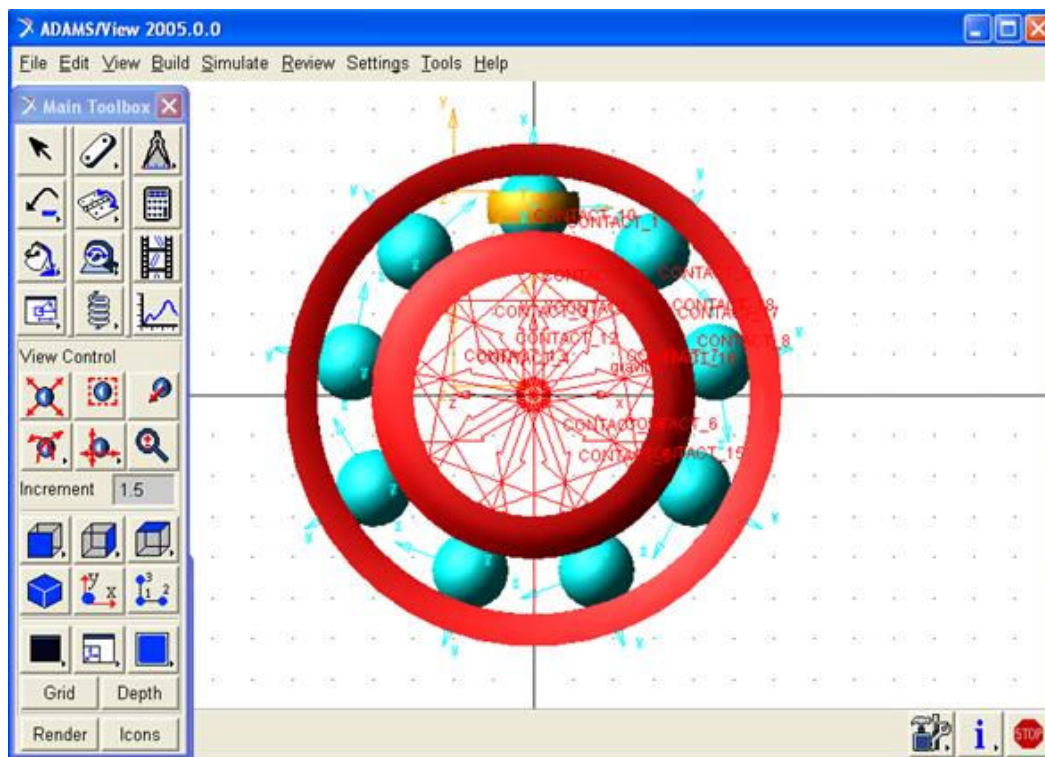



Figura 7.51. Primer anillo.

A continuación hacemos click con el botón izquierdo del ratón sobre el anillo y seleccionamos la “parte” del modelo que se corresponde con el anillo. Después hacemos uso de la opción “copy” y aparecerá un nuevo anillo justo encima del anillo que hemos copiado.

Debemos repetir esta operación de nuevo hasta tener nueve anillos. Posteriormente debemos separar las nueve bolas 40° entre sí. Para ello debemos seleccionar el icono “Position: Reposition objects relative to view coordinates (x right, y up, and z out of the

view)”, .

Después, debemos hacer click con el botón izquierdo del ratón en el cuadrado que aparece en el centro de los cursores, tal y como indica la siguiente figura.

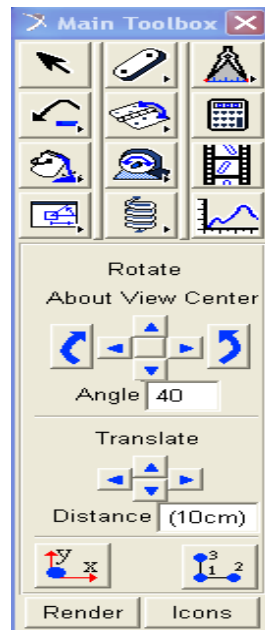



Figura 7.52. Rotación de los anillos copiados.

Cuando aparezca el puntero con la siguiente forma , debemos señalar el “Marker” que representa al centro de masas del aro, ya que de este modo nos aseguramos de que las bolas van a girar con respecto al origen de coordenadas.

Se debe realizar esta operación sobre las bolas copiadas para situar las nueve bolas equidistantes entre sí 40° .

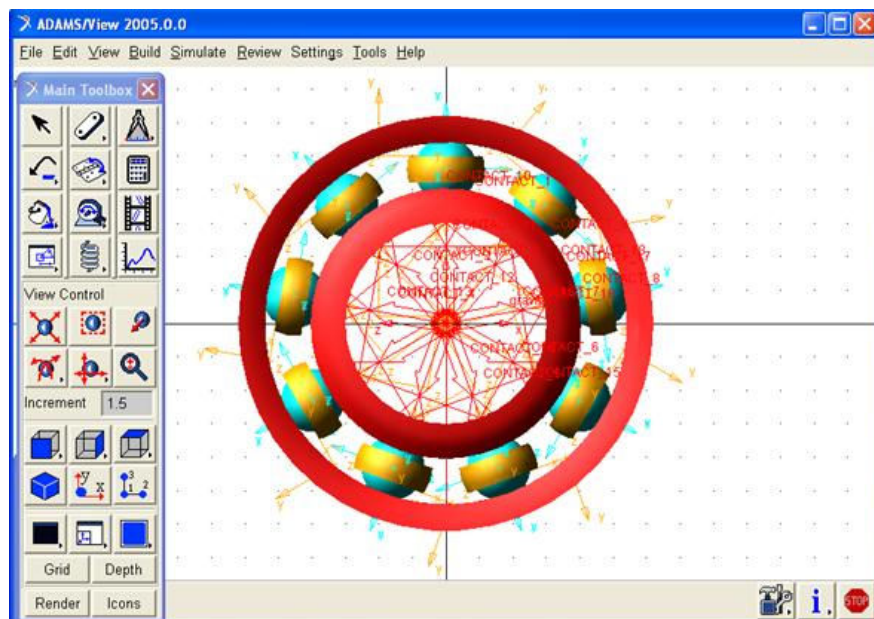




Figura 7.53. Cada bola con su correspondiente anillo.

7.3.9. Creación de los contactos entre las bolas y los anillos de la jaula.

Para crear los contactos se debe hacer click con el botón izquierdo del ratón sobre el icono “Conector: Translational Spring-Damper” , y cuando se abra el desplegable que se muestra a continuación debemos seleccionar el icono “Contact” .

En la siguiente figura se muestra los parámetros con los que se ha comprobado que la simulación era más realista tras hacer varias pruebas.

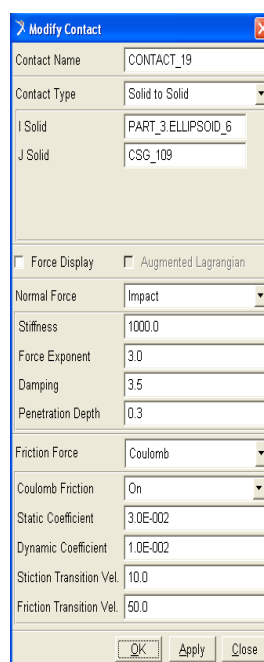


Figura 7.54. Definición del contacto entre los anillos y las bolas.

El modelo resultante al crear los contactos es el que se muestra en la siguiente figura. Cabe destacar que el contacto implementado entre las bolas y los anillos de la jaula no es el más adecuado ya que utilizando este desarrollo geométrico para el anillo, el software ADAMS interpreta que la fuerza de impacto entre ambos cuerpos se ejerce en dirección axial, cuando está debería darse en la dirección del giro de las bolas alrededor del centro del aro interior del rodamiento. Con la fuerza de Coulomb definida según este contacto sucede algo parecido ya que está debería producirse en el sentido contrario al que rueda la bola en los puntos de contacto entre la bola y el anillo de la jaula.

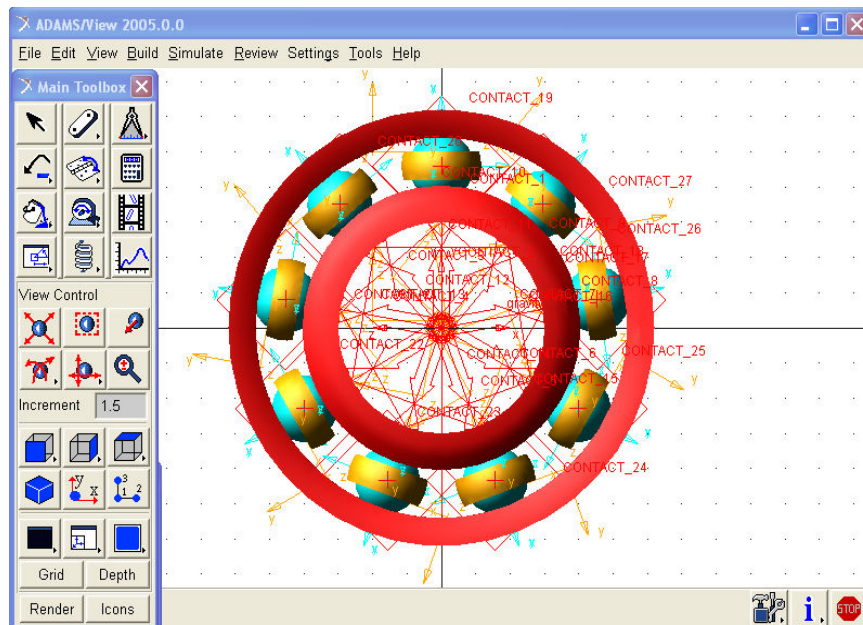


Figura 7.55. *Contactos entre los anillos y las bolas.*

7.3.10. Completación de la jaula mediante arcos.

La parte de la jaula que conecta los anillos entre sí es creada mediante la siguientes cadena de operaciones: creación de un primer cilindro, a continuación se corta este primer cilindro con otro de menos radio y de mayor longitud.

Después, esta nueva pieza se corta mediante dos cajas (“box”), lo cual nos permite obtener un nuevo sólido con forma de arco, tal y como se muestra en la siguiente figura.

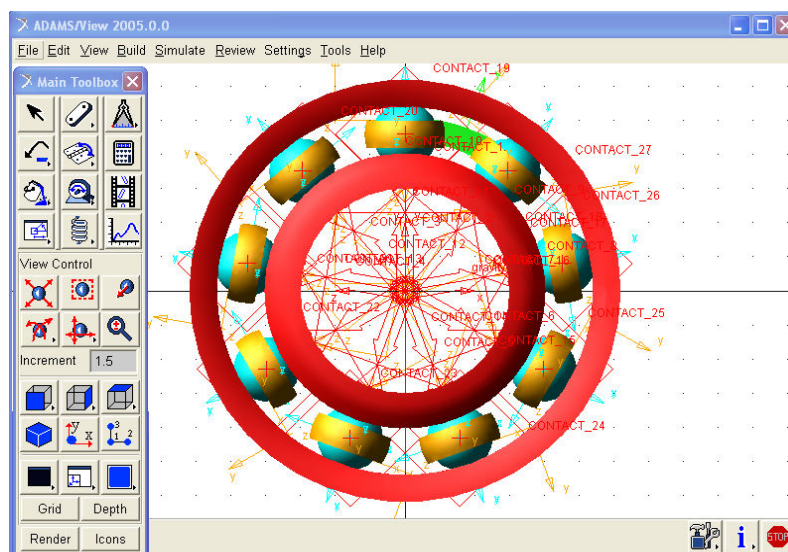


Figura 7.56. Primer arco de la jaula.

[illegible]

A continuación se debe usar el comando “merge” sobre todos los arcos y los anillos de de forma consecutiva (un arco y un anillo, el siguiente arco con la pieza obtenida anteriormente, el siguiente anillo con la pieza obtenida anteriormente, y así sucesivamente) para de este modo conseguir crear la jaula como sólido único sin mover de posición el contacto entre cada una de las bolas y la jaula.

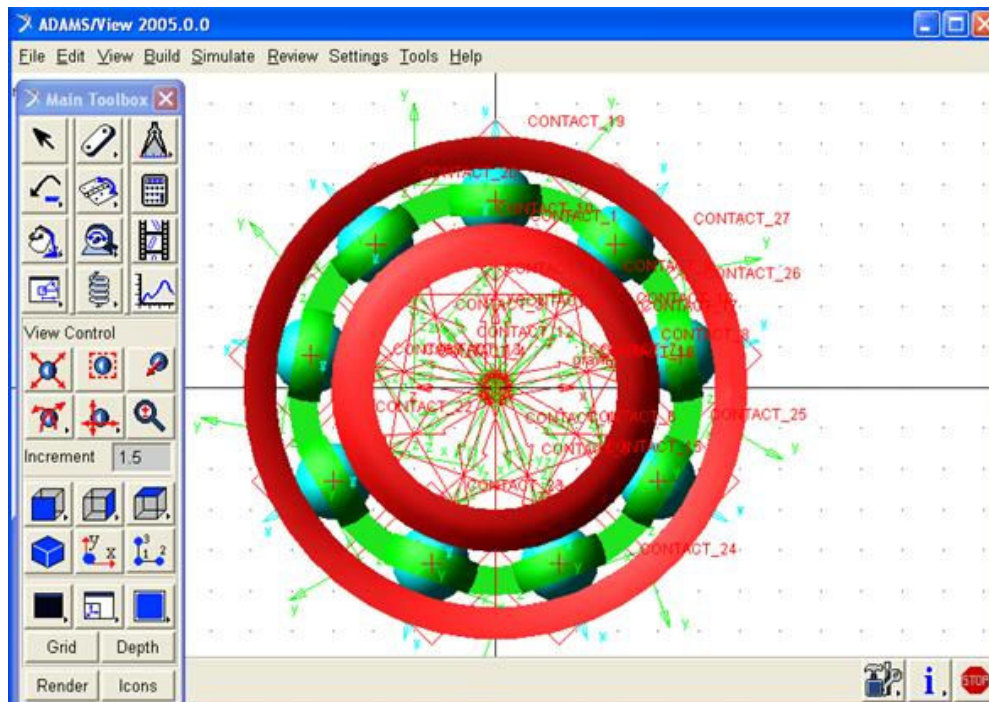


Figura 7.58. Modelo con jaula.

En la siguiente figura se muestra como queda modelada la jaula del rodamiento.

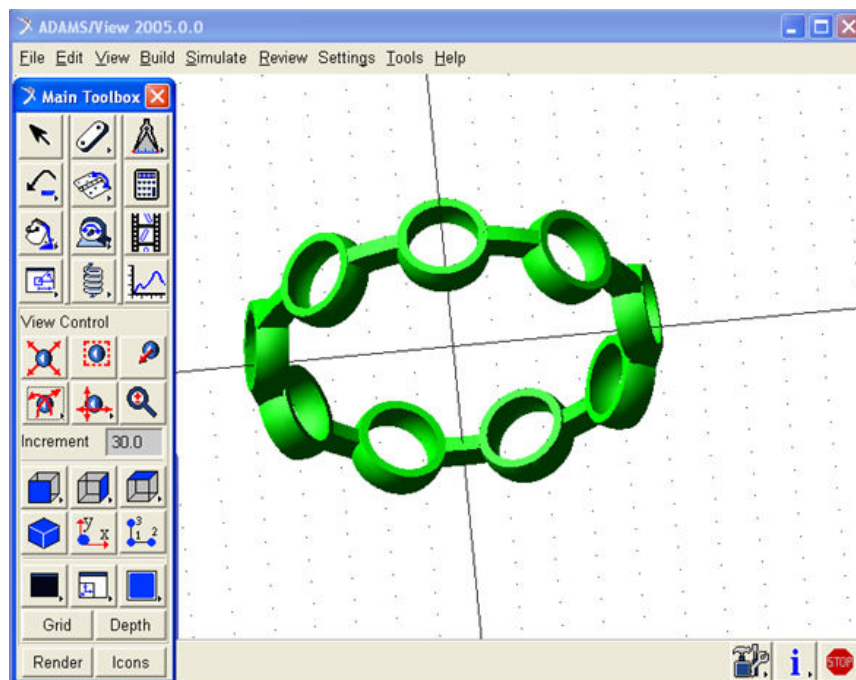



Figura 7.59. Jaula del modelo de nueve bolas.

7.3.11. Creación de las juntas.

Por último se deben crear las juntas entre las bolas y la jaula, entre la jaula y el suelo y entre el aro exterior y el suelo.

Lo siguiente que debemos hacer es definir las uniones entre los distintos elementos que forman el modelo de rodamiento: suelo, aro exterior, bolas, aro interior, ejes y eslabones.

Haciendo click en el icono “Joint: Revolute” , se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono que representa la unión que queremos realizar.

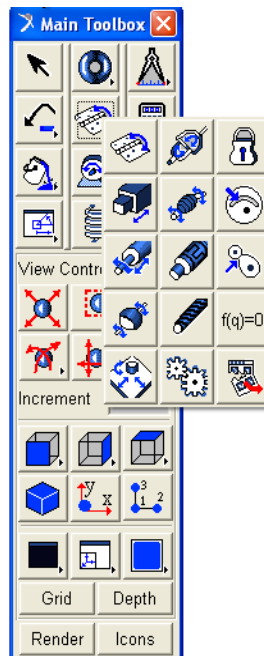



Figura 7.60. Creación de las uniones.

Las uniones se fijaran entre los centros de los elementos a unir de la siguiente manera:

La unión entre las bolas y los aros será cilíndrica , de este modo, permitimos el movimiento relativo en el plano del suelo (ejes X e Y) y el giro relativo también en el plano del suelo (sobre el eje Z). Finalmente el modelo queda como se muestra en la siguiente figura.

La unión entre la jaula y las bolas será una unión que sólo permita el giro relativo en el plano del suelo, es decir, respecto al eje Z. Por lo tanto, debemos seleccionar el icono

“Joint: Revolute” .



Por último, hay que fijar el aro exterior al suelo mediante una unión fija, para no permitirle ningún desplazamiento ni giro. Finalmente, el modelo de nueve bolas queda como se muestra en la siguiente figura.

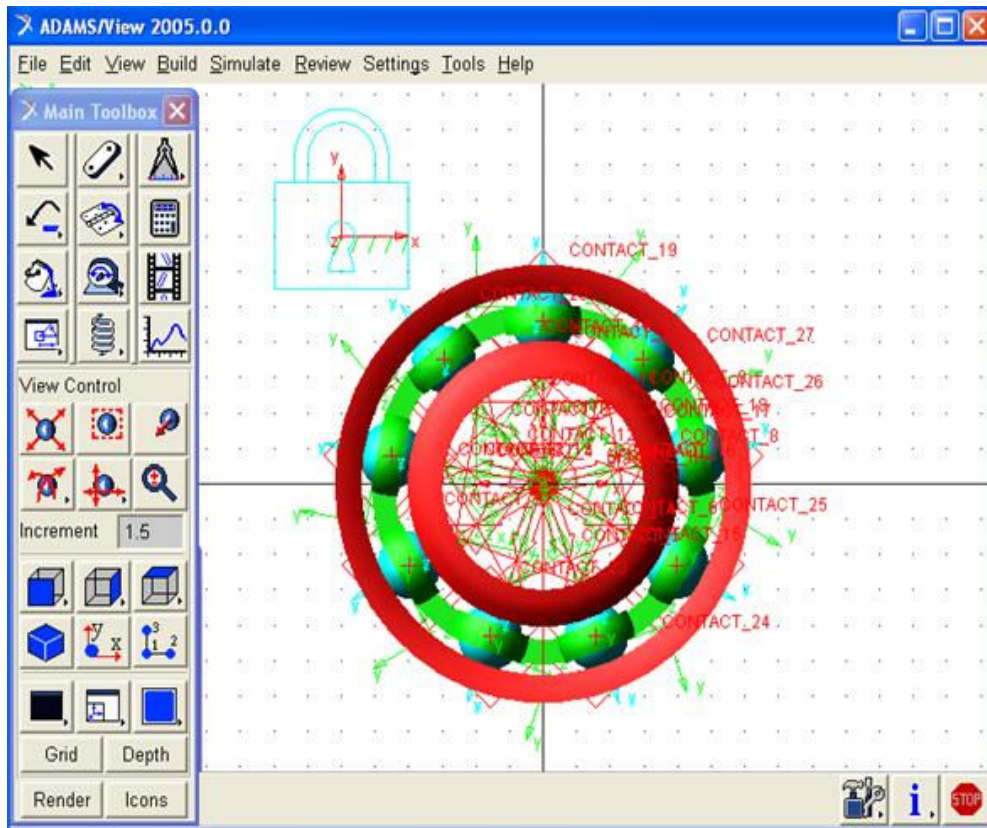


Figura 7.61. Modelo de nueve bolas.

7.4. Aplicación del par de giro sobre el aro interior.

En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Connector: Translational spring-damper”



Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Applied force: Torque



(single component)”. A continuación hay que introducir los valores que se muestran en la figura 7.62.

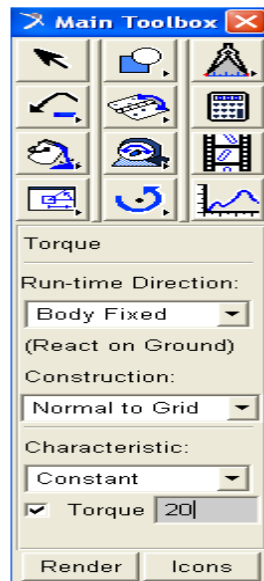


Figura 7.62. Definición del par e giro sobre el aro interior.

A continuación el software pide que se introduzca el punto sobre el que se aplica el par y que se haga click sobre el cuerpo al que se le aplica dicho par.

En la siguiente figura se resalta el icono del modelo del rodamiento correspondiente al par aplicado sobre el aro interior.

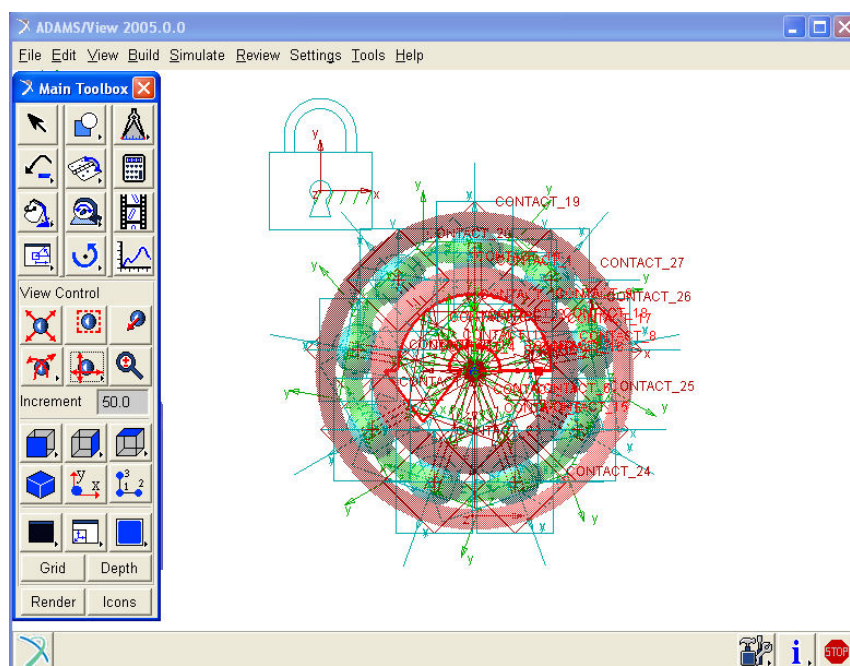


Figura 7.63. Par de giro aplicado sobre el aro interior.

7.5. Aplicación de la carga radial sobre el aro interior.

En el menu de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Connector: Translational spring-damper”



Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Applied force: Force



(single component)”. A continuación hay que introducir los valores que se muestran en la siguiente figura.

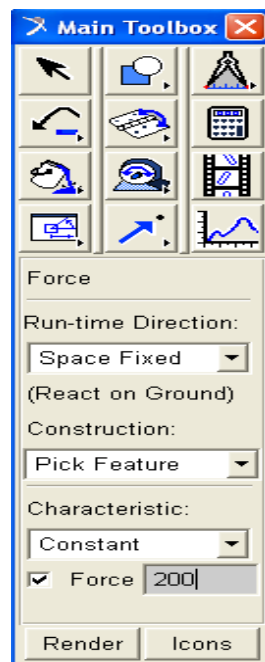


Figura 7.64. Definición de la carga radial sobre el aro interior.

A continuación el software pide que se introduzca el punto sobre el que se aplica la fuerza y que se haga click sobre el cuerpo al que se le aplica dicha fuerza.

En la siguiente figura se resalta el icono del modelo del rodamiento correspondiente a la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento.

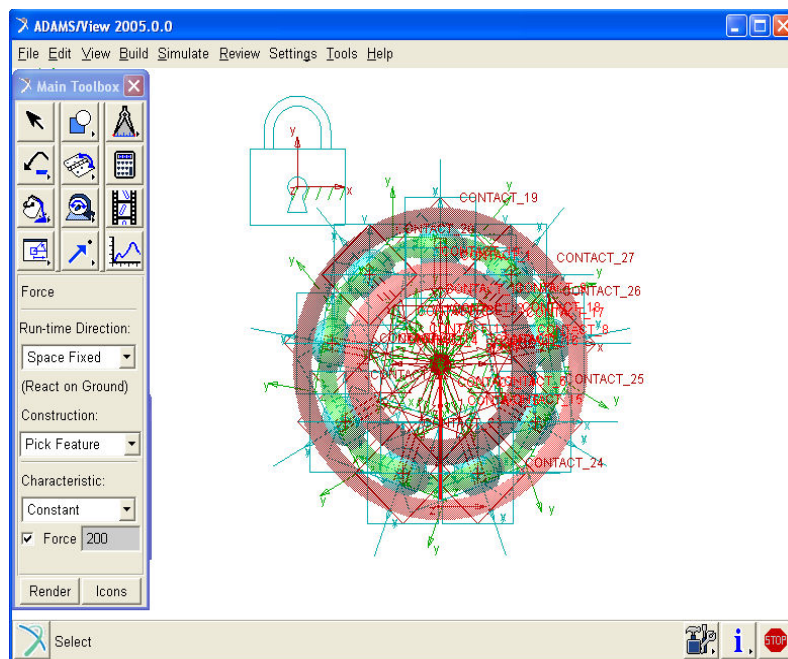




Figura 7.65. Carga radial aplicada sobre el rodamiento.

7.6. Creación de la fisura sobre el modelo de nueve bolas.

La fisura se sitúa en la zona de máxima carga del aro exterior (el cual permanece fijo), es decir, en la vertical del rodamiento. La fisura diseñada es de un tamaño muy grande, pero lo realmente importante es definir una fisura que el software sea capaz de detectar al pasar las bolas sobre ella.

A continuación se comentan los pasos que hay que seguir para modelar la fisura.

En el menú de la barra de herramientas principal “Main toolbox” se debe hacer click con el botón derecho del ratón en el icono “Rigid Body: Link” . Cuando aparezca el desplegable se debe seleccionar el icono “Rigi Body: Box” . A continuación hay que introducir las dimensiones que definen la caja.

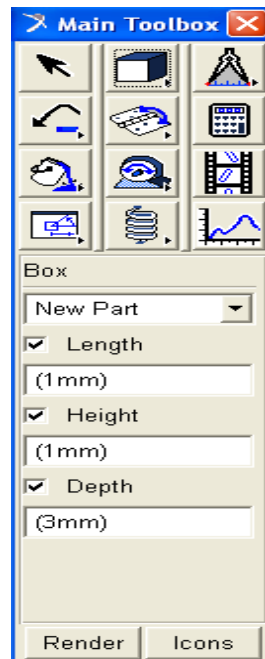


Figura 7.66. Dimensiones de la caja.

A continuación el software nos pide la posición de la caja y debemos dársela, tal y como muestra la siguiente figura.

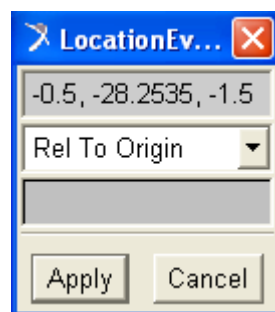


Figura 7.67. Posición de la caja.

Tras posicionar la caja, el modelo queda como sigue:

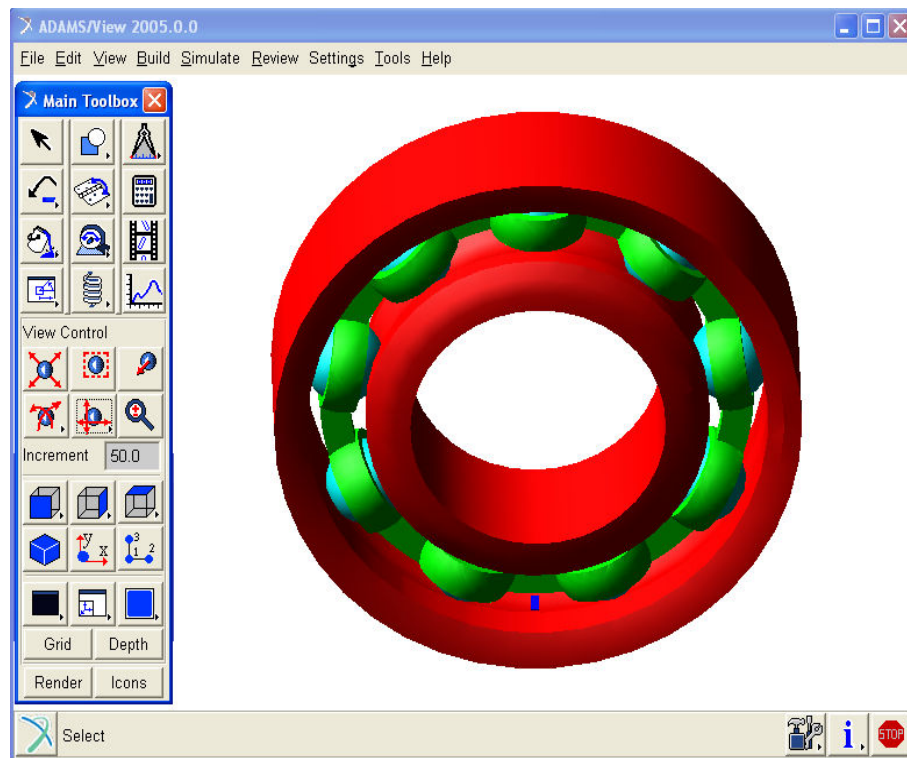


Figura 7.68. Modelo del rodamiento con la caja.

El siguiente paso que se debe llevar a cabo es cortar el aro exterior (en concreto, la pista de rodadura del aro exterior) con la caja. Haciendo click en el icono de la caja con el botón derecho del ratón, se abre el desplegable, y dentro de este desplegable se debe seleccionar el icono de la operación Booleana “Boolean: Cut out a solid with another”



Debemos seleccionar primero el sólido que queremos cortar y en segundo lugar el sólido que va a actuar como herramienta de corte.

A continuación se muestra como queda el modelo con la fisura situada en la posición de carga máxima del rodamiento, es decir, en la vertical y sobre la pista de rodadura del aro exterior.

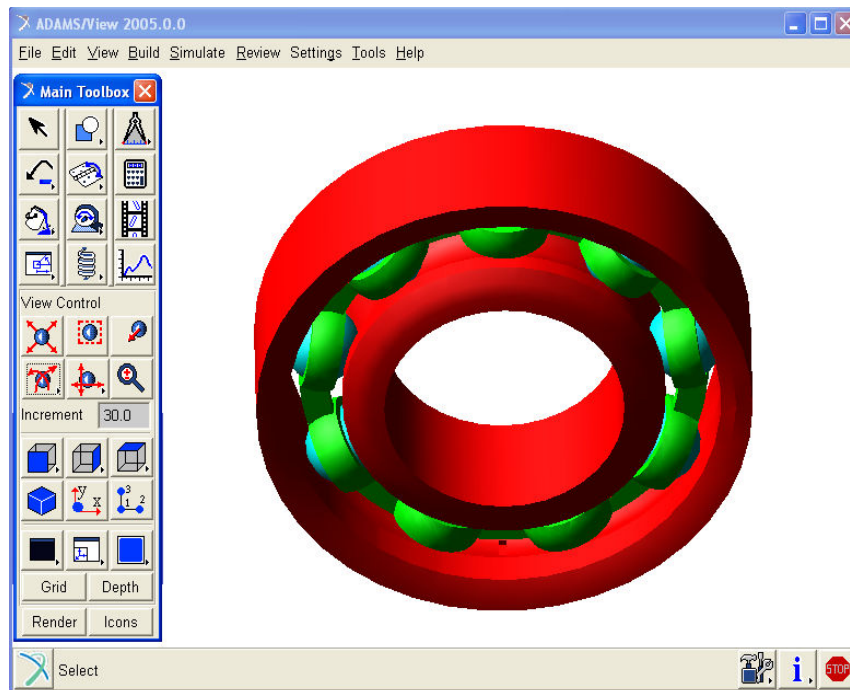


Figura 7.69. Modelo de rodamiento con la fisura.

Una vez que se realice la operación de corte el software pide que se actualicen los contactos definidos entre el aro exterior y el resto de los elementos que componen el modelo.

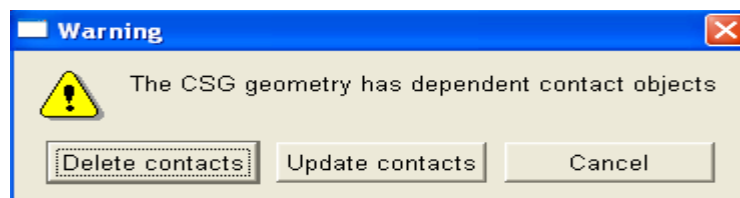


Figura 7.70. Actualización de los contactos.

Por último, se muestra un zoom de la fisura:

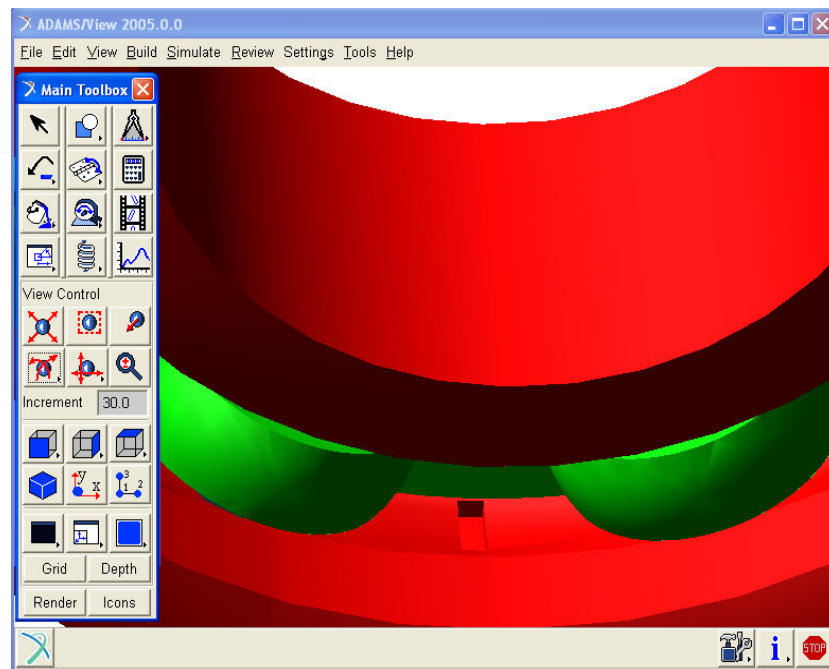


Figura 7.71. Zoom de la fisura.



Capítulo VIII

Análisis de los Resultados del Rodamiento de Tres Bolas

8.1. Confirmación del modelo de 3 bolas.

Como se ha comentado anteriormente, en las simulaciones realizadas se ha suprimido el eje por la acción que realiza sobre el aro interior, es decir, por un par de giro (M) que actúa sobre el centro de masas del aro interior.

Para analizar el modelo de tres bolas se decidió aplicar pares de giro pequeños, puesto que la primera simulación se hizo con un par de giro de 0,2Nmm y no se pretendía hacer un modelo realista, sino aprender el comportamiento del software MSC.ADAMS cuando se modifican los parámetros de los contactos, ya que estos son los parámetros críticos que pueden hacer que varíe el comportamiento del rodamiento.

De hecho, en la primera tanda de simulaciones lo que se pretendía era confirmar que el giro del aro interior, de la jaula y de las bolas eran en el sentido adecuado y que la relación que debe haber entre ellos se aproxima a la teórica. Para ello se varió el par de giro desde 0.2Nmm hasta 1Nmm.

8.1.1. Velocidad angular del aro interno.

En la siguiente gráfica se muestra representada la frecuencia de giro del aro interior con respecto al tiempo, pudiéndose extraer dos conclusiones de la misma:

La frecuencia de giro del aro interior es mayor a medida que aumenta el par ejercido sobre él.

El tiempo necesario para que la frecuencia de giro del aro interior se estabilice disminuye con el par ejercido sobre el aro interior.

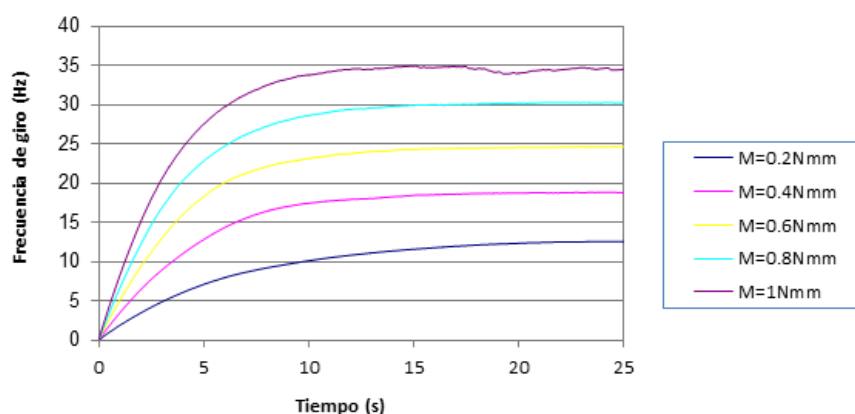


Figura 8.1. Velocidad angular del aro interno.

8.1.2. Velocidad angular de la jaula.

En la siguiente grafica se observa que la relación entre la frecuencia de giro de la jaula y el par que se ejerce sobre el aro interior, y el tiempo de establecimiento es la misma que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior.

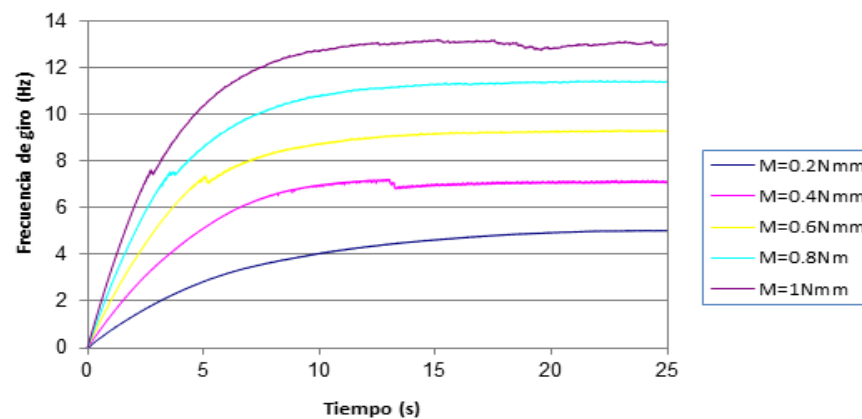


Figura 8.2. Velocidad angular de la jaula.

8.1.3. Velocidad angular de las bolas.

En cuanto a la frecuencia de giro de las bolas, cabe destacar en primer lugar, que las bolas giran con respecto a su propio eje en sentido contrario a la jaula y al aro interior, es por esto por lo que aparecen representadas con signo negativo.

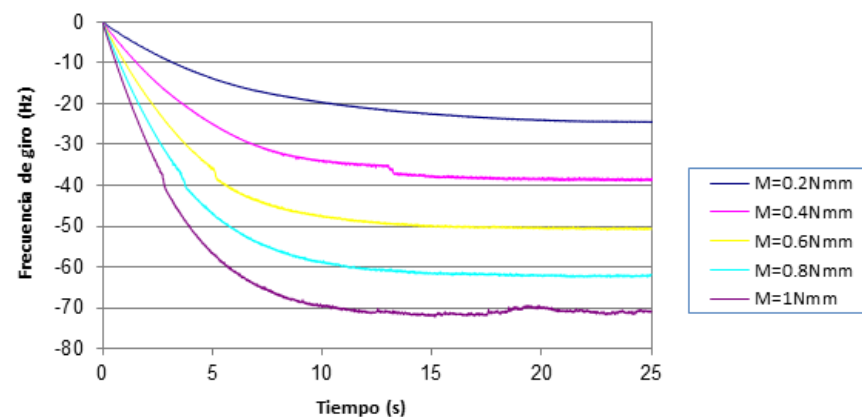


Figura 8.3. Velocidad angular del aro interno.

Dicha gráfica no ha sido manipulada para obtener la frecuencia de giro de las bolas con signo negativo, sino que este efecto es debido a que las juntas y los contactos han sido definidos correctamente en todos los elementos del modelo.

Tabla 8.1. Frecuencias de giro del modelo de tres bolas.

Par (Nmm)	Waro (Hz)	Wjaula (Hz)	Wbola (Hz)
0,2	12,08	4,83	-23,56
0,4	18,78	7,09	-38,66
0,6	24,59	9,26	-50,72
0,8	30,19	11,38	-61,87
1,0	34,49	13,02	-70,81

8.1.4. Relación entre las velocidades angulares.

A continuación se muestra una tabla resumen con los valores en régimen permanente de las frecuencias de giro de las gráficas mostradas anteriormente.

Tabla 8.2. Relación de las velocidades angulares.

PAR (Nmm)	Wjaula ADAMS		Wbola ADAMS		Wjaula/Waro	Wbola/Waro
	(Hz)	(rad/s)	(Hz)	(rad/s)		
0,2	4,83	0,08	23,56	0,41	0,400	1,951
0,4	7,09	0,12	38,66	0,67	0,377	2,058
0,6	9,26	0,16	50,72	0,89	0,377	2,063
0,8	11,38	0,20	61,87	1,08	0,377	2,049
1,0	13,02	0,23	70,81	1,24	0,378	2,053

En el capítulo tres se mostró que la relación que existe entre la velocidad de la jaula y la velocidad de las bolas con respecto a la velocidad del aro interior es una dependencia geométrica. Por lo tanto, el cociente entre ambas debe ser constante, ya que hemos realizado todas las simulaciones utilizando el mismo modelo geométrico de rodamiento.

Las siguientes gráficas nos muestran que la relación entre la velocidad del aro interior y la de la jaula y las bolas es lineal. En ellas se ha añadido la línea de tendencia y el valor de R^2 , el cual es prácticamente la unidad.

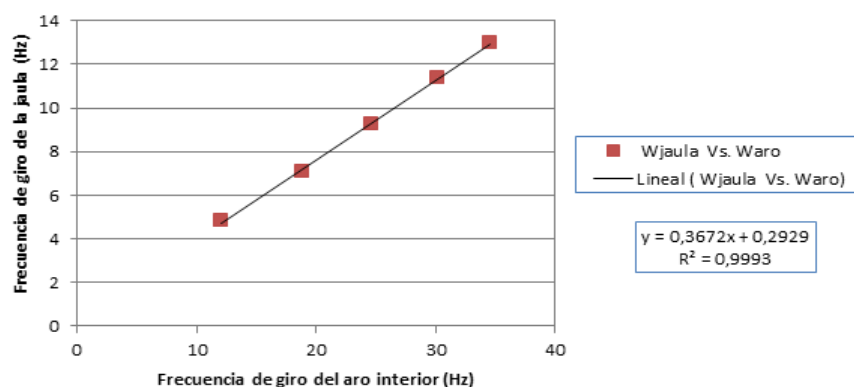


Figura 8.4. Relación entre la frecuencia de giro de la jaula y del aro interior.

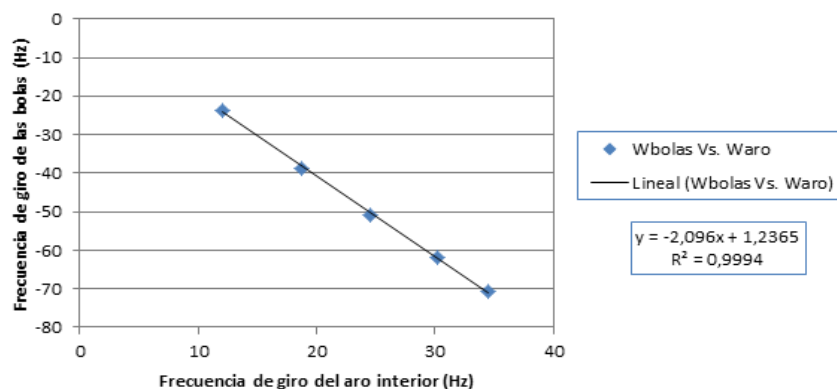


Figura 8.5. Relación entre la frecuencia de las bolas y del aro interior.

8.1.4.1. Velocidad de deslizamiento de las bolas.

La siguiente tabla muestra la velocidad de deslizamiento de las bolas, empleando las ecuaciones que se vieron en el capítulo dedicado a la cinemática de los rodamientos.

Tabla 8.3. Velocidad de deslizamiento.

PAR (Nmm)	Wjaula ADAMS (Hz)	Vjaula (mm/s)	Wbola ADAMS (Hz)	Vbola (mm/s)	Vdes (mm/s)
0,2	4,83	0,08	23,56	1,95	-0,015
0,4	7,09	0,12	38,66	3,20	-0,360
0,6	9,26	0,16	50,72	4,21	-0,489
0,8	11,38	0,20	61,87	5,13	-0,561
1,0	13,02	0,23	70,81	5,87	-0,643

La siguiente figura representa la relación entre la velocidad de deslizamiento y el par de giro del qro interior. Se observa que la relación no es lineal, aunque si que existe una cierta linealidad a partir de 0,6Nmm. Como conocer la relación entre estos dos parámetros para el modelo de tres bolas no es objetivo del presente proyecto no se ha profundizado más en el estudio de la relación entre estos dos parámetros.

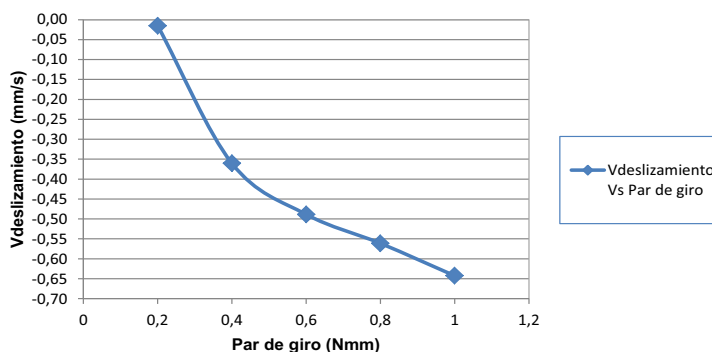


Figura 8.6. Relación entre la velocidad de deslizamiento y el par de giro del aro interior

8.1.5. Posición del centro de masas (C.M.) del aro interior y de la jaula.

En este apartado se pretende mostrar que tanto el aro interior como la jaula tienen permitido además del giro con respecto al eje, el movimiento en dirección horizontal y vertical, y por lo tanto, la posición de sus centros de masas con respecto al tiempo no es la misma en todas las simulaciones que se han realizado.

8.1.5.1. Posición X del C.M. del aro interior y de la jaula.

Cabe destacar que el aro interior tiende a adquirir una posición de equilibrio en la que su C.M. se sitúa sobre el eje horizontal.

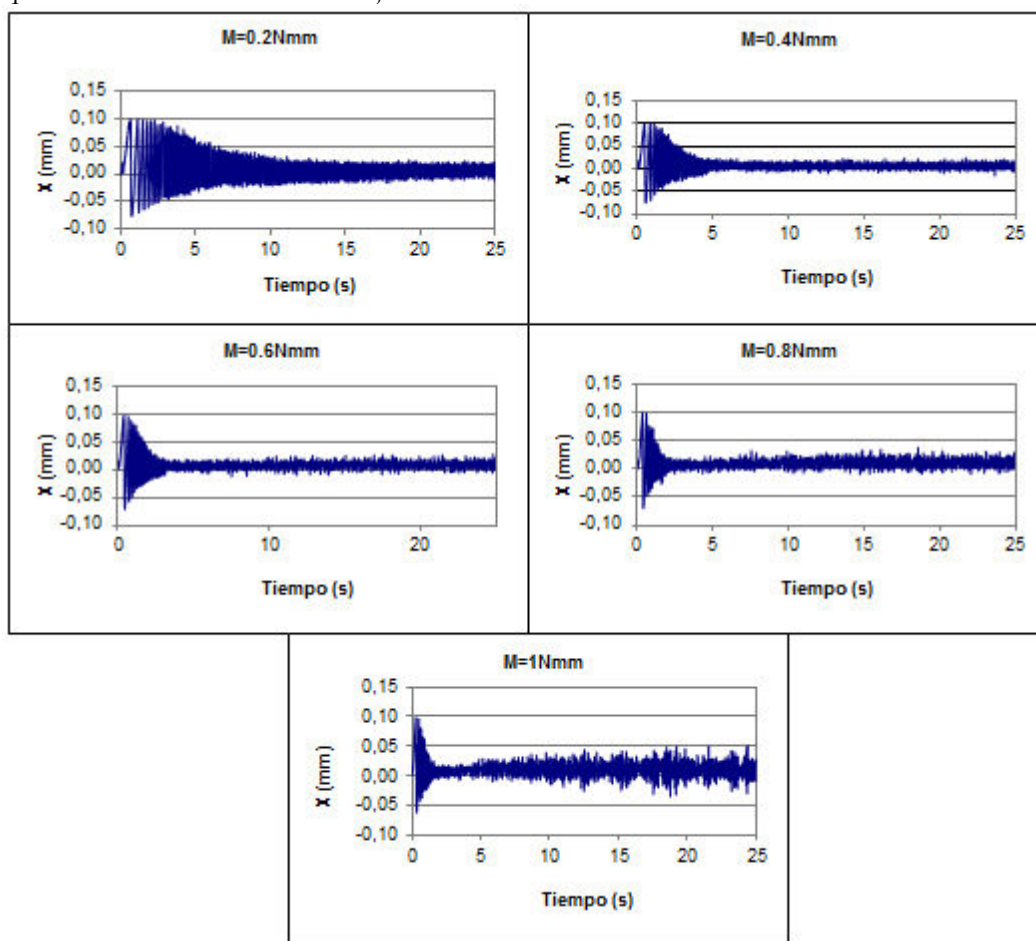


Figura 8.7. Posición X del C.M. del aro interior.

Al igual que sucede con el aro interior, el C.M. de la jaula tiende a posicionarse en el eje horizontal, sólo que en este caso se aprecia que los valores de la posición en el eje X del C.M. siguen una distribución más homogénea, lo cual implica, que la posición del C.M. del aro interior y de la jaula no coincide en el tiempo, aunque sí que sigue la misma tendencia.

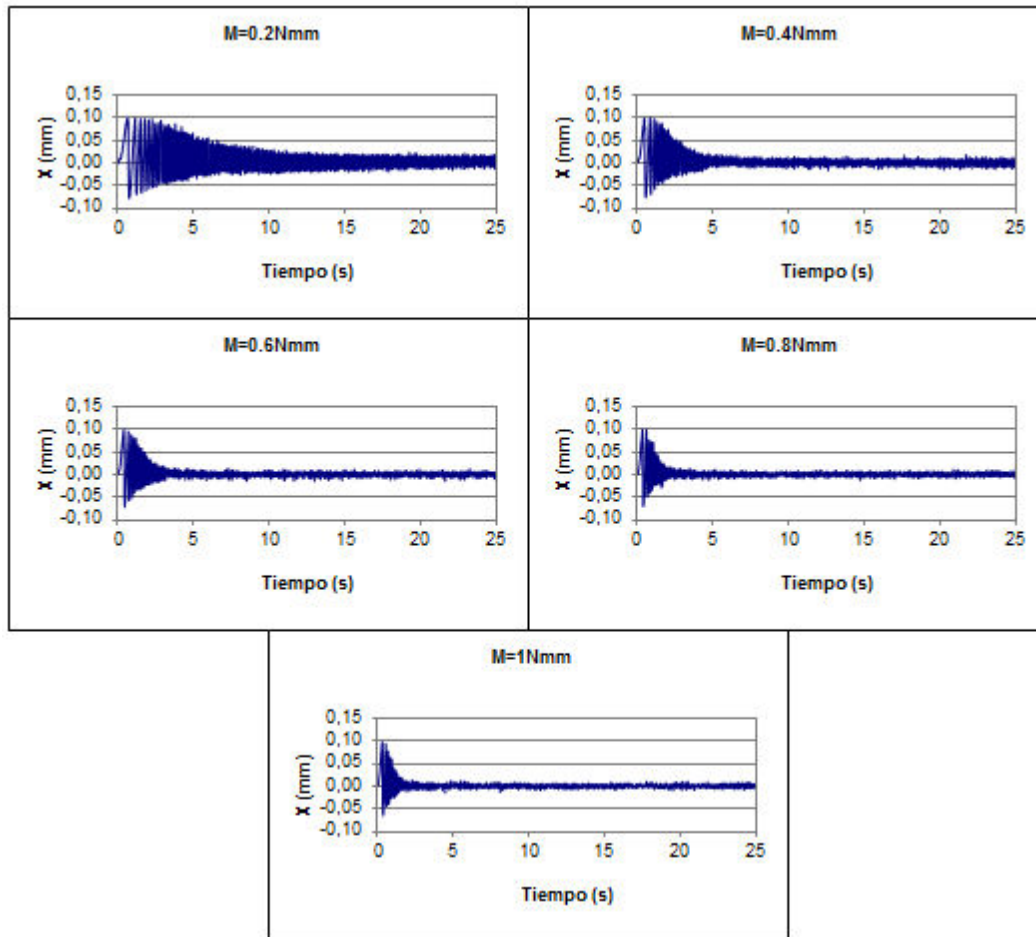


Figura 8.8. Posición X del C.M. de la jaula.

8.1.5.2. Posición Y del C.M. del aro interior y de la jaula.

En el caso de la posición Y del C.M. del aro interior y de la jaula se aprecia que al comienzo el aro interior se desplaza hacia abajo debido al peso de las bolas y de la jaula, pero luego adquiere una posición de equilibrio que es más cercana a cero a medida que se aumenta el par de giro.

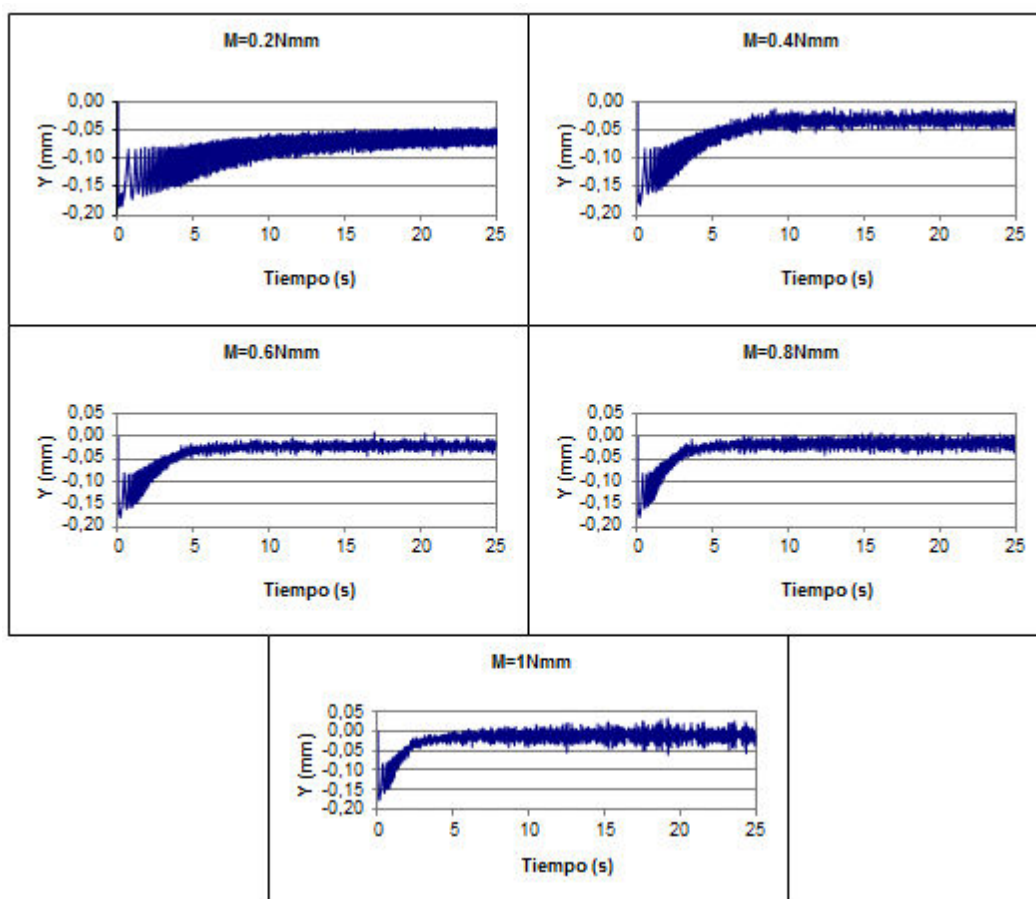


Figura 8.9. Posición Y del C.M. del aro interior.

La tendencia que sigue la posición Y del C.M. de la jaula es igual que la del aro interior, sólo que en este caso la curva es más homogénea cuando se alcanza el equilibrio.

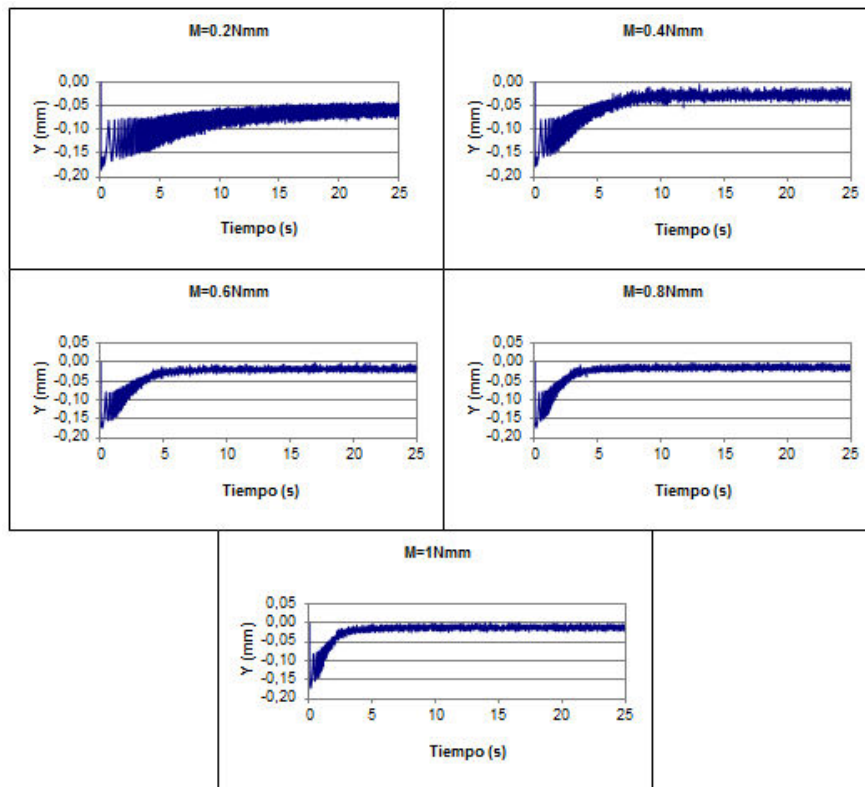


Figura 8.10. Posición Y del C.M. de la jaula.

8.2. Modificaciones de los parámetros de los contactos.

En este apartado se ha modificado el valor de los parámetros que definen el contacto entre las bolas y los aros, interior y exterior, con el fin de averiguar cuál es la influencia de cada uno de ellos sobre la velocidad angular del aro interior, de la jaula y de las bolas, para poder emplear la información obtenida en este capítulo en la definición de los parámetros de los contactos del modelo de nueve bolas.

Como punto de partida se utilizó la simulación realizada sobre el modelo de tres bolas con los parámetros por defecto que definen el contacto entre las bolas y las pistas de rodadura, tanto del aro interior como del exterior.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Create Contact

Contact Name: .model_1.CONTACT_7

Contact Type: Solid to Solid

I Solid:

J Solid:

☒ Force Display ☐ Augmented Lagrangian

Normal Force: Impact

Stiffness: 1.0E+005

Force Exponent: 2.2

Damping: 10.0

Penetration Depth: 0.1

Friction Force: Coulomb

Coulomb Friction: On

Static Coefficient: 0.3

Dynamic Coefficient: 0.1

Stiction Transition Vel.: 100.0

Friction Transition Vel.: 1000.0

OK Apply Close

Figura 8.11. *Parámetros por defecto de los contactos.*

8.2.1. Modificación de la rigidez.

La siguiente gráfica muestra como a medida que aumenta la rigidez, la frecuencia de giro del aro interior y el tiempo que tarda esta en estabilizarse también aumentan.

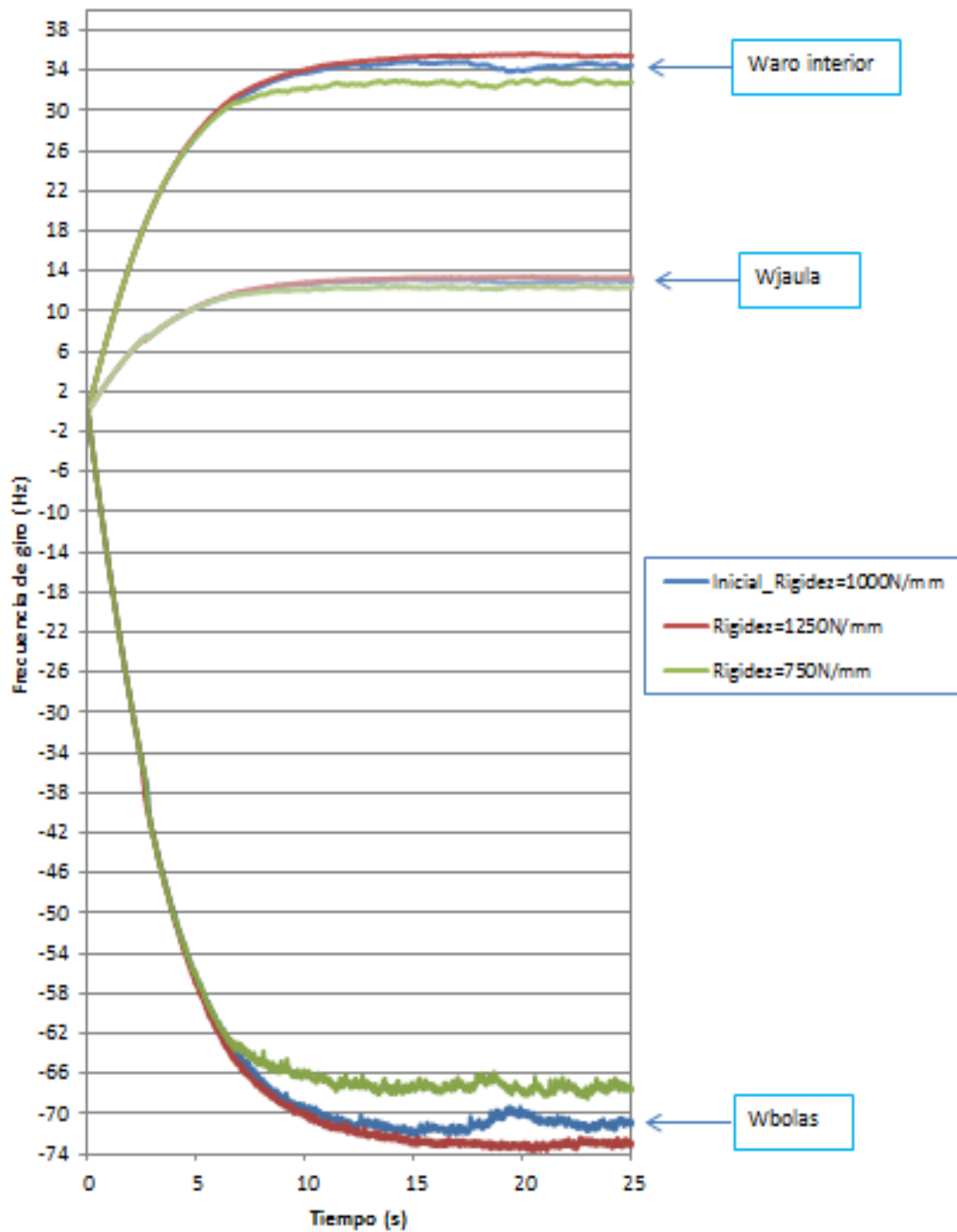


Figura 8.12. Modificación de la rigidez.

8.2.2. Modificación del exponente de la fuerza.

En este caso se aprecia que no existe una relación directa entre el exponente de la fuerza y la velocidad angular del aro interior, pero sí que se estabiliza antes y que es menos homogénea a medida que aumenta su valor.

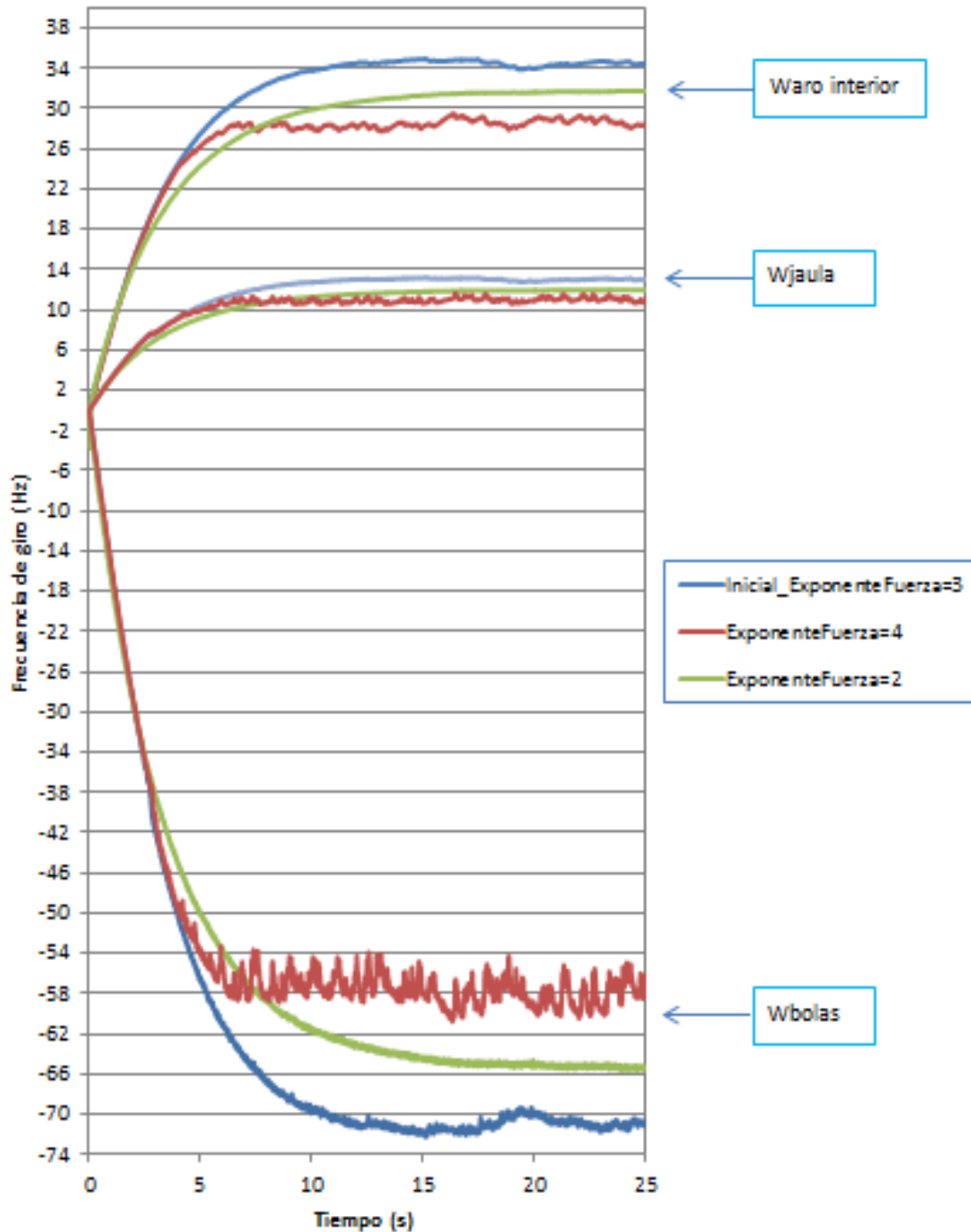


Figura 8.13. Modificación del exponente de la fuerza.

8.2.3. Modificación del coeficiente de amortiguamiento.

La siguiente figura muestra como la velocidad de giro del aro interior aumenta y tarda más en estabilizarse a medida que disminuye el coeficiente de amortiguación.

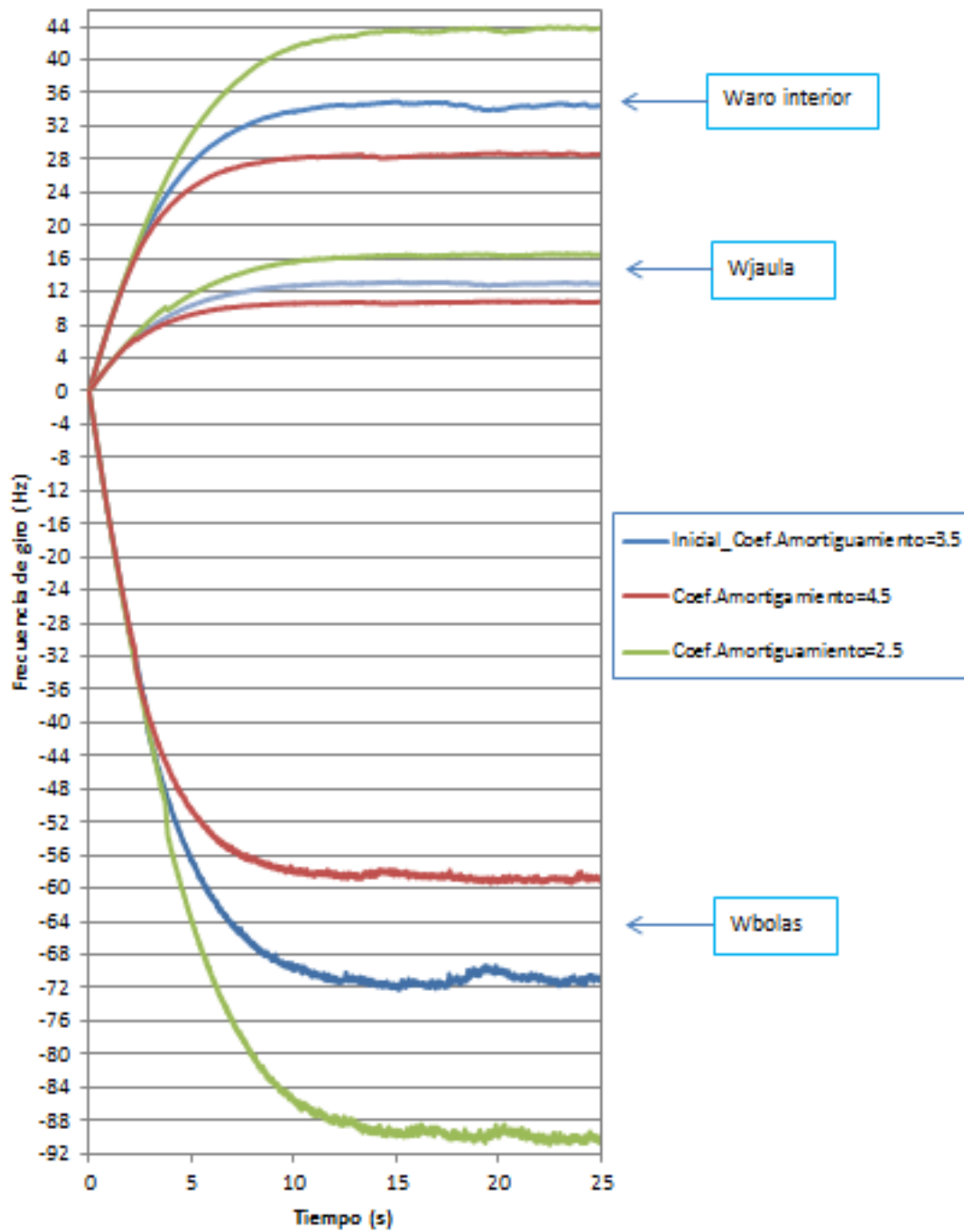


Figura 8.14. Modificación del coeficiente de amortiguamiento.

8.2.4. Modificación del coeficiente de penetración.

En el caso de la profundidad de penetración, el efecto que se produce al aumentar dicho valor, es el contrario que el que se produce al aumentar el coeficiente de amortiguamiento, es decir, en este caso, a medida que aumenta la profundidad de penetración también aumenta la frecuencia de giro de al aro interior y el tiempo que tarda en estabilizarse.

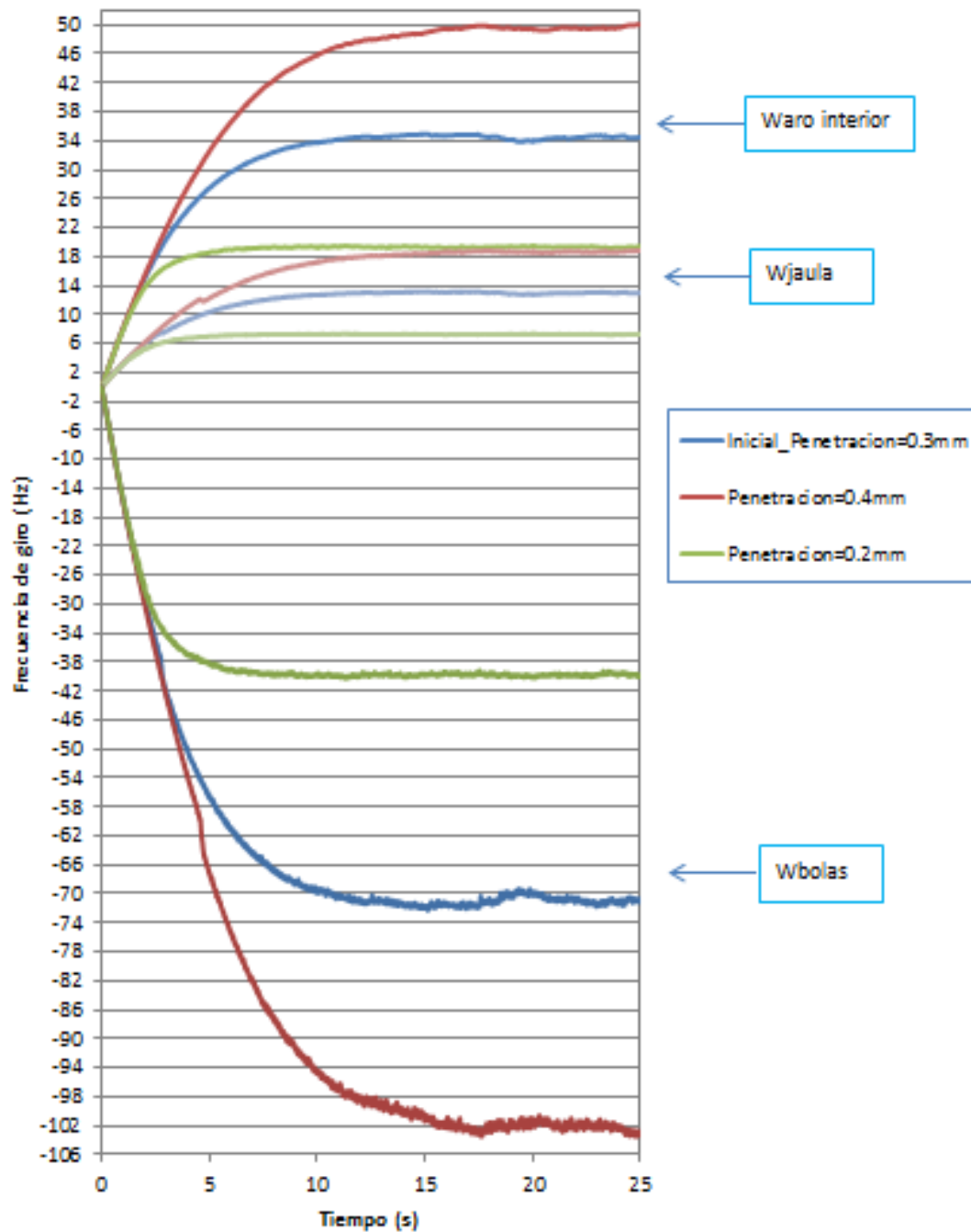


Figura 8.15. Modificación del coeficiente de penetración.

8.2.5. Modificación del coeficiente de rozamiento estático.

Tal y como se aprecia en la siguiente gráfica, el coeficiente de rozamiento estático no influye en la frecuencia de giro del aro interior ni en el tiempo que tarda en estabilizarse. Por supuesto, cabe destacar, que este efecto se produce en el rango analizado, y que cabe esperar, que cuanto mayor sea el coeficiente de rozamiento estático mayor será el par que hay que aplicar al aro interior para comenzar el movimiento del rodamiento.

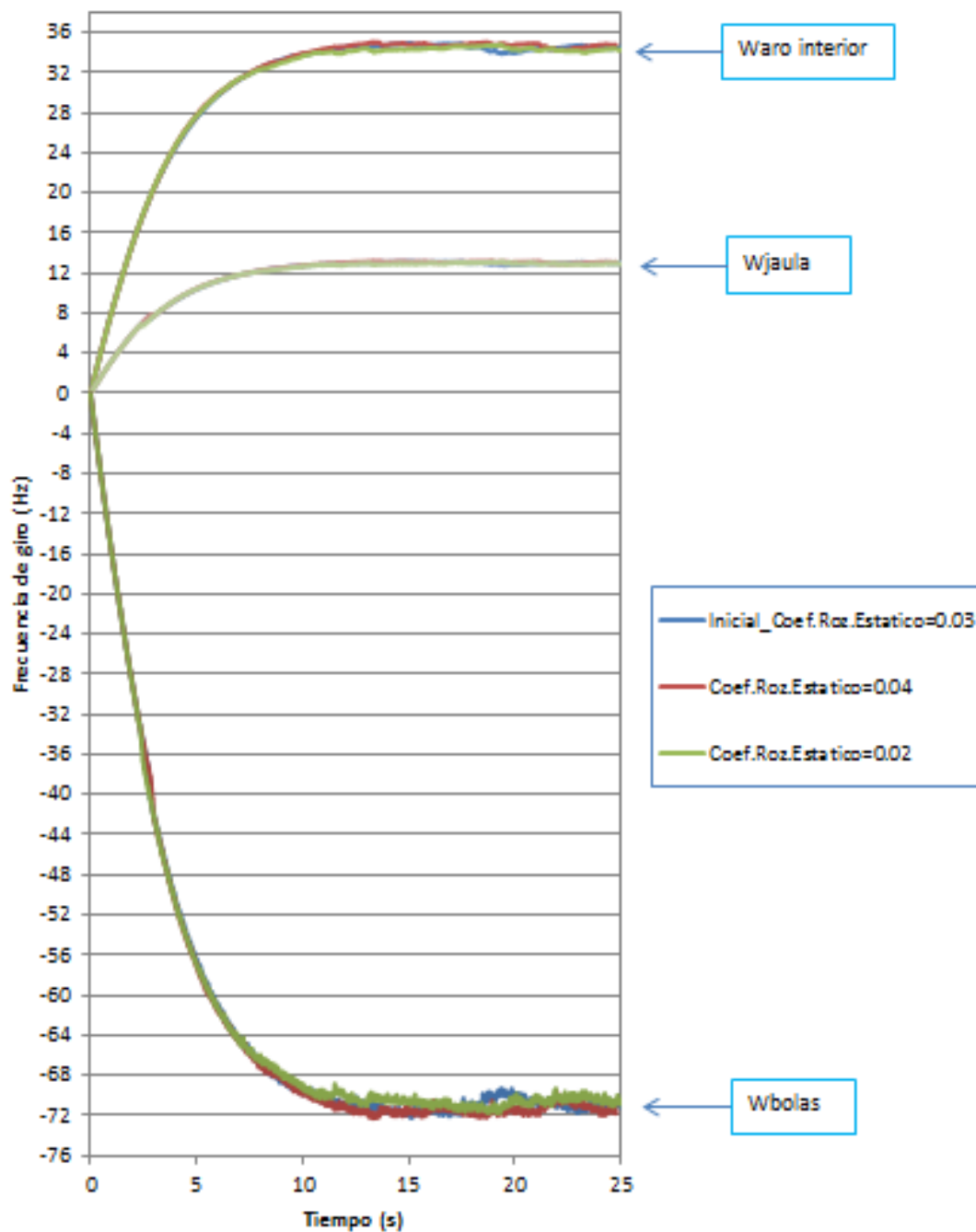


Figura 8.16. Modificación del coeficiente de rozamiento estático.

8.2.6. Modificación del coeficiente de rozamiento dinámico.

Sin embargo, la frecuencia de giro del aro interior y el tiempo que tarda en estabilizarse sí que aumentan a medida que disminuye el coeficiente de rozamiento dinámico.

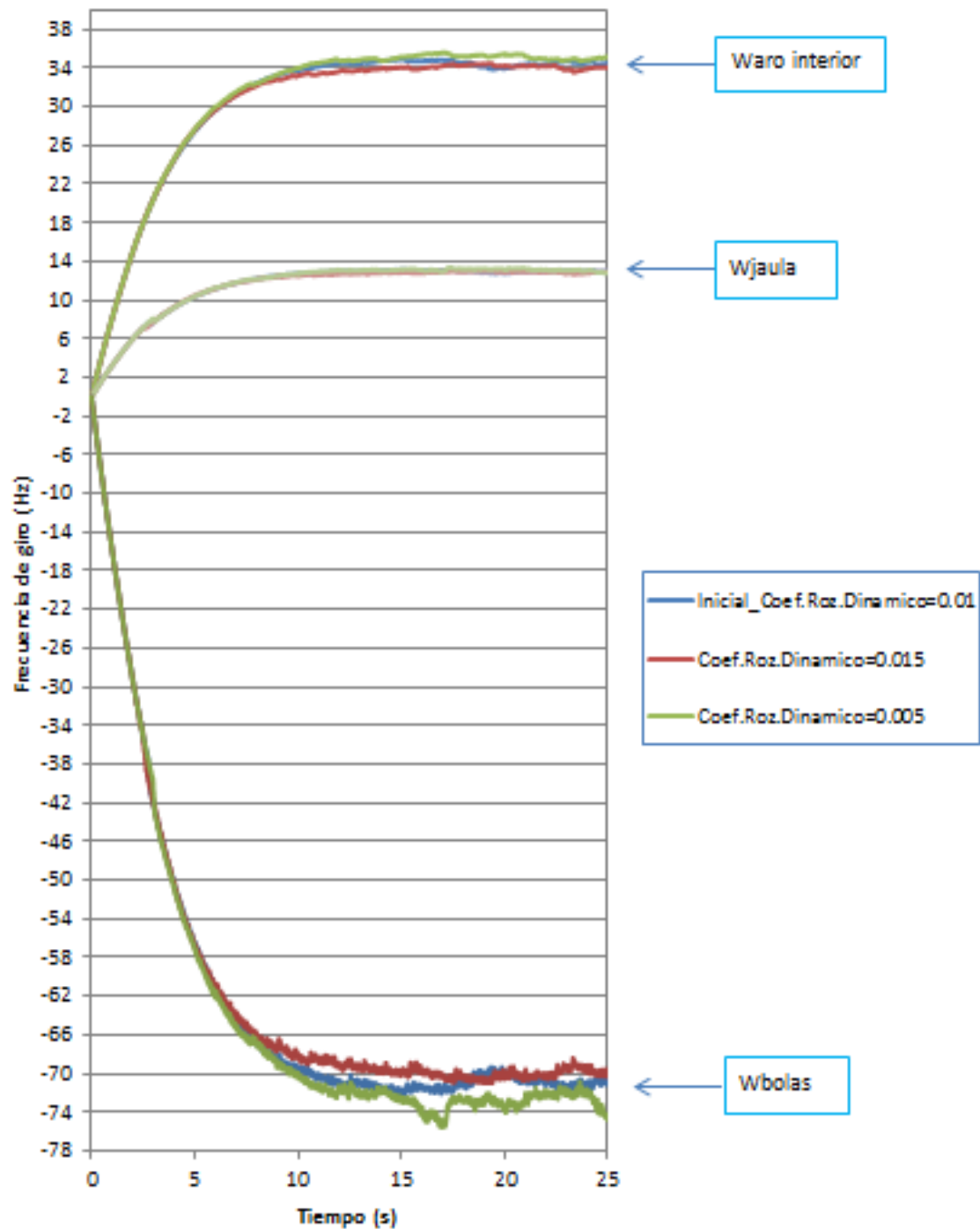


Figura 8.17. Modificación del coeficiente de rozamiento dinámico.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

En la siguiente tabla se resume la influencia sobre la frecuencia de giro del aro interior de los distintos parámetros que definen los contactos.

Tabla 8.4. *Influencia de los parámetros que definen los contactos sobre la frecuencia de giro del aro interior.*

	RIGIDEZ	EXPONENTE DE LA FUERZA	COEFICIENT DE AMORTIGUAMIENTO	PROFUNDIDAD DE PENETRACIÓN
	Si aumenta	Si aumenta	Si aumenta	Si aumenta
Waro	+	Depende	-	+
TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN	+	-	-	+



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Capítulo IX

Análisis de los Resultados del Rodamiento de Nueve Bolas

9.1. Paso de tres a nueve bolas.

A lo largo de este capítulo se muestra cómo se consigue llegar a definir los contactos entre las bolas y los aros, interior y exterior, del rodamiento.

Con la finalidad de aproximarnos lo máximo posible a las condiciones de funcionamiento reales del rodamiento SKF 6206, se busca en la web de SKF información sobre el rodamiento que se pretende simular.

En primer lugar se buscaron los valores de los coeficientes de rozamiento, hallándose la siguiente información.

Fricción

Nuevo modelo de SKF para el cálculo del momento de fricción - Momento de fricción por deslizamiento

El momento de fricción por deslizamiento se calcula usando:

$$M_{sl} = \mu_{sl} G_{sl}$$

donde

M_{sl} = momento de fricción por deslizamiento, Nmm

G_{sl} = variable que depende del

- tipo de rodamiento
- el diámetro medio del rodamiento
 $d_m = 0,5(d + D)$, mm
- la carga radial F_r , N
- la carga axial F_a , N

μ_{sl} = coeficiente de fricción por deslizamiento, que se puede establecer como el valor para las condiciones de película total, es decir $\kappa \geq 2$,

- 0,05 para la lubricación con aceites minerales
- 0,04 para la lubricación con aceites sintéticos
- 0,1 para la lubricación con fluidos de transmisión

Para los rodamientos con rodillos cilíndricos o cónicos se deben usar en su lugar los siguientes valores:

- 0,02 para los rodamientos de rodillos cilíndricos
- 0,002 para los rodamientos de rodillos cónicos

Figura 9.1. Rozamiento según SKF.

Tomando los datos de la figura de arriba como referencia se decide utilizar los valores 0,05 y 0,04 para el coeficiente de rozamiento estático y dinámico respectivamente.

A continuación se buscó el valor del par de arranque y del par de rozamiento total para saber que par hay que aplicar al rodamiento para conseguir hacer girar su aro interior a una determinada frecuencia. Para ello fue necesario utilizar dos hojas de cálculo de SKF, la primera de ellas para obtener el valor de la viscosidad a la temperatura de referencia y la segunda para obtener los valores de rozamiento a partir de dicha viscosidad.

Lo que se pretendía exactamente era saber el par de giro que hay que aplicar sobre el aro interior para hacerlo girar a una frecuencia de 20Hz cuando sobre él actúa una fuerza radial de 200N.

Viscosidad requerida

Rodamiento	6206
d [mm]	30
D [mm]	62
n [r/min]	1200
Temperatura de funcionamiento [°C]	90
Temperatura de referencia para la viscosidad [°C]	40
Calcular	
Viscosidad requerida a la temperatura de funcionamiento v_1 [mm ² /s]	16
Viscosidad requerida a la temperatura de referencia para un lubricante con VI=95 para obtener $\kappa=1$ a la temperatura de funcionamiento	112

Figura 9.2. Viscosidad del aceite.

Véase la sección "Nuevo modelo SKF para el cálculo del momento de fricción"

Rodamiento	6206	Par de rozamiento rodante	$\Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr}$ [Nmm]	13
d [mm]	30	Par de rozamiento deslizante	M_{sl} [Nmm]	0,408
D [mm]	62	Par de rozamiento de las obturaciones	M_{seal} [Nmm]	0
d_m [mm]	46	Par de rozamiento de las pérdidas de energía debidas a la agitación del aceite	M_{drag} [Nmm]	0
n [r/min]	1200	Par de rozamiento total	M [Nmm]	13.5
v [mm ² /s]	112	Pérdida de potencia	N_R [W]	1.69
F_r [N]	200	Par de arranque	M_{start} [Nmm]	1.22
F_a [N]	0	Más información		
μ_{EHL}	0.05			
<input type="radio"/> Grasa <input type="radio"/> Método de lubricación por proyección de gotas de aceite <input checked="" type="radio"/> Baño de aceite				

Figura 9.3. Par de rozamiento total.

Para conseguir llegar a estos valores de funcionamiento (fuerza radial y par de giro externo), se hace uso de la tabla 9.1, la cual muestra cómo influyen en la frecuencia de giro del aro interior, y por tanto, en la cinemática de todos los componentes del rodamiento, los diferentes parámetros de los contactos que el software ADAMS nos permite ajustar manualmente.

Tabla 9.1. Influencia de los parámetros que definen los contactos.

	RIGIDEZ	EXPONENTE DE LA FUERZA	COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO	PROFUNDIDAD DE PENETRACIÓN
	Si aumenta	Si aumenta	Si aumenta	Si aumenta
Waro	+	Depende	-	+
TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN	+	-	-	+

Fue necesario realizar doce simulaciones para llegar a conseguir un modelo que se comportase como muestra SKF en su página web.

9.1.1. Primera simulación.

La siguiente figura muestra la frecuencia de giro del aro interno cuando se aplican sobre los contactos entre las bolas y los aros, los mismos valores que aparecen en la figura de debajo, los cuales permiten empezar a trabajar sobre el rodamiento de nueve bolas.

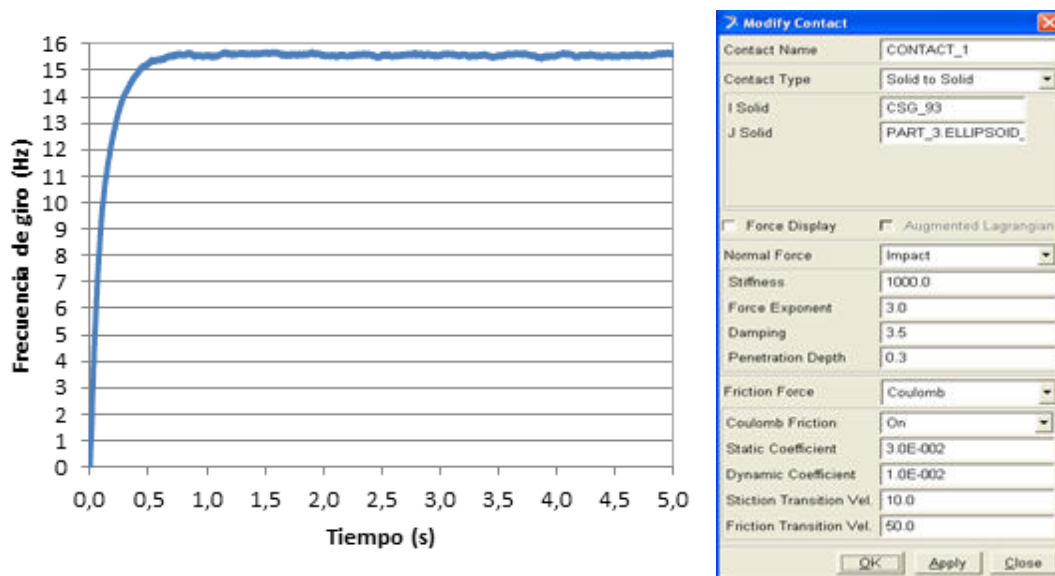


Figura 9.4. Primera simulación.

9.1.2. Segunda simulación.

El cambio que se hizo en esta simulación con respecto a la anterior es la variación de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, con el fin de conseguir el objetivo buscado.

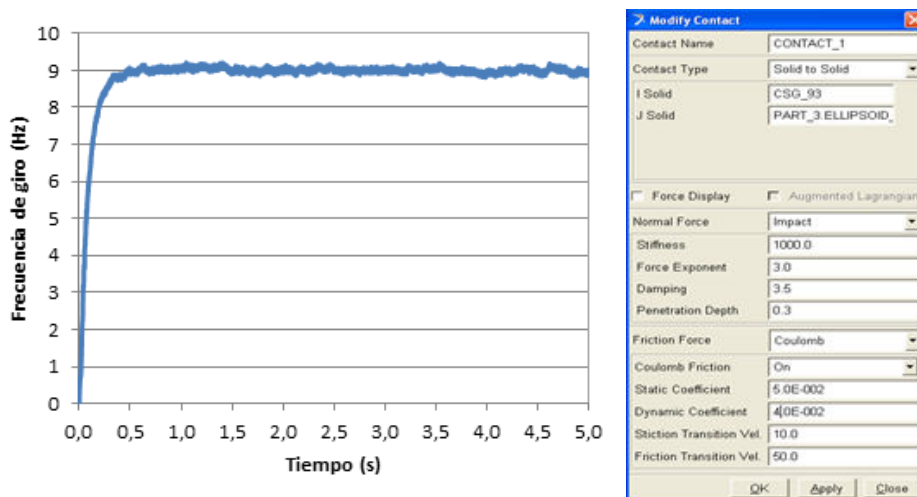


Figura 9.5. Segunda simulación.

9.1.3. Tercera simulación.

A pesar de que la frecuencia de giro que se obtuvo como resultado de la segunda simulación es menor que el valor deseado, se procedió a disminuir el valor de la profundidad de penetración, ya que el valor que aparece por defecto es muy alto. El resultado que se consiguió fue una frecuencia de giro del aro interno muy inestable, aunque de valor medio más o menos constante y bastante más bajo que en el caso anterior, tal y como muestra la siguiente figura.

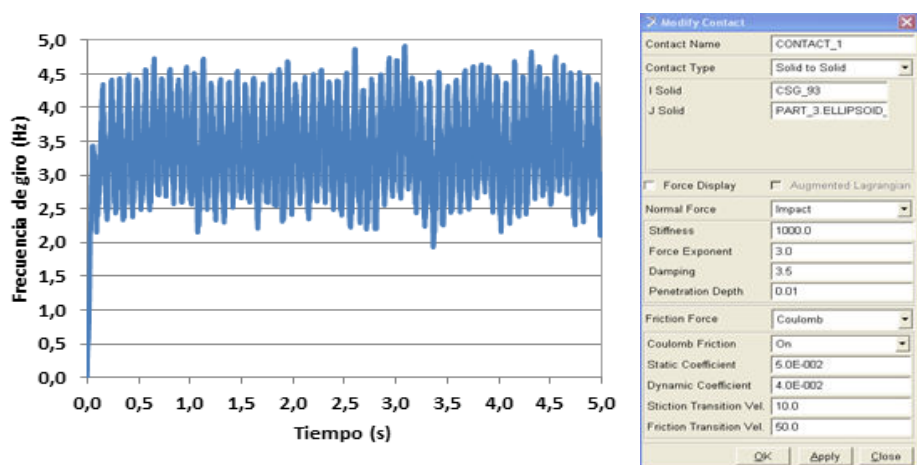


Figura 9.6. Tercera simulación.

9.1.4. Cuarta simulación.

Se evita aumentar la rigidez, por lo que se decide disminuir el coeficiente de amortiguamiento para así aumentar la frecuencia de giro.

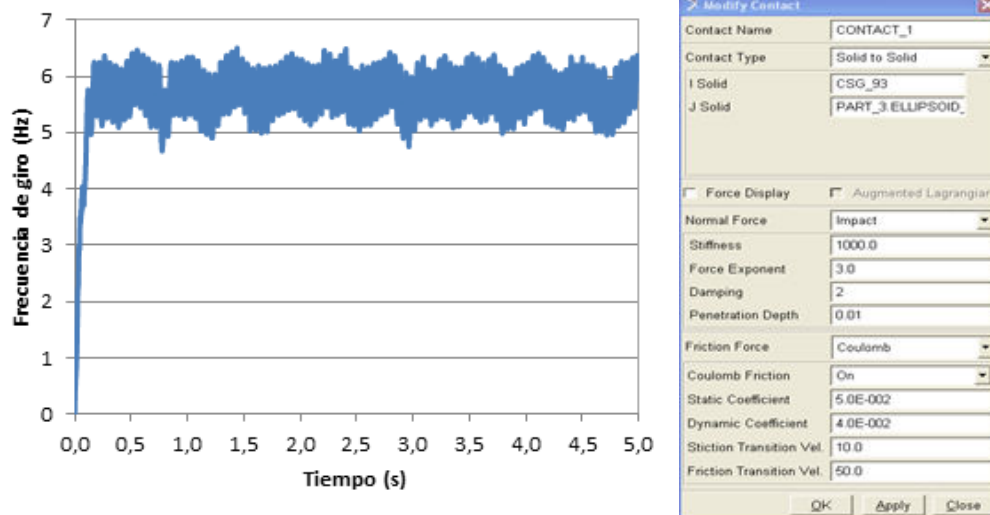


Figura 9.7. Cuarta simulación.

9.1.5. Quinta simulación.

Como la frecuencia de giro no se estabiliza al disminuir el coeficiente de amortiguación se prueba a aumentar la profundidad de penetración ya que en las 2 simulaciones en las que el valor de este último parámetro es tan bajo, la frecuencia de giro no ha logrado estabilizarse.

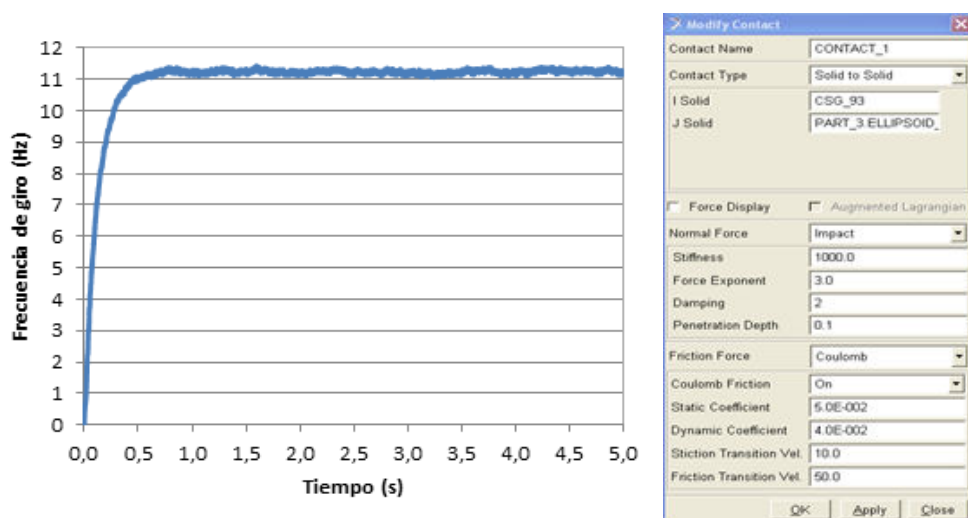


Figura 9.8. Quinta simulación.

9.1.6. Sexta simulación.

Con el fin de aumentar aún más la frecuencia de giro, se disminuye el exponente del término de la fuerza en la ecuación que rige la fuerza de impacto del contacto.

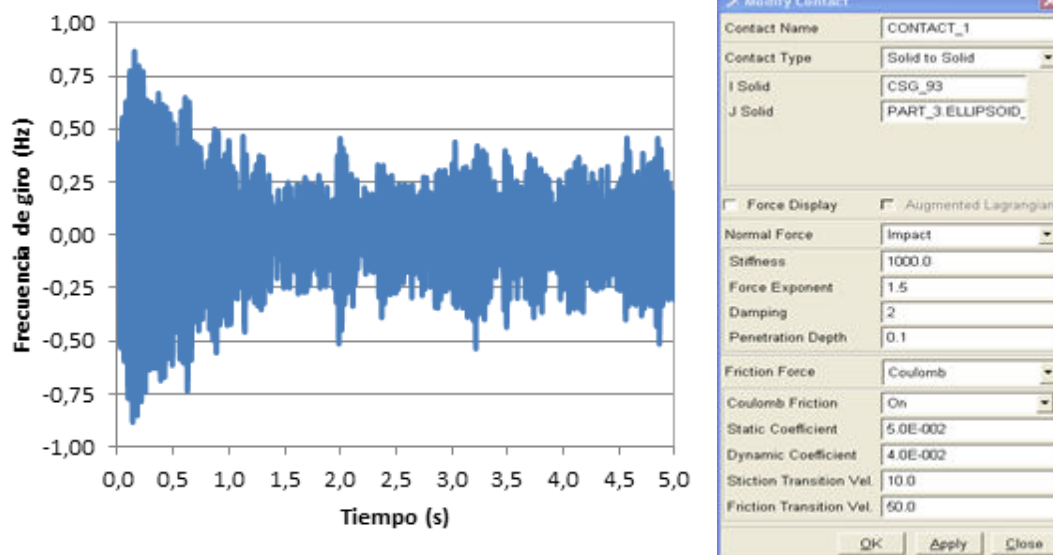


Figura 9.9. Sexta simulación.

9.1.7. Séptima simulación.

Como el rodamiento no consigue girar para este valor del exponente, se aumenta para buscar un valor en el que se la frecuencia de giro se estabilice.

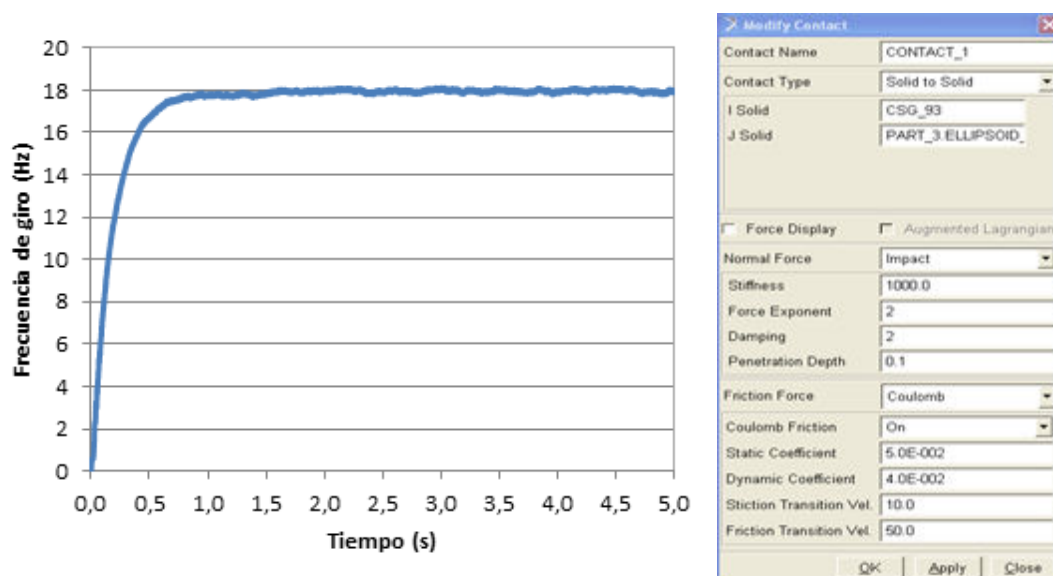


Figura 9.10. Séptima simulación.

9.1.8. Octava simulación.

Como la frecuencia de giro es inferior al valor buscado, se decide disminuir el coeficiente de amortiguamiento para aumentar la frecuencia de giro.

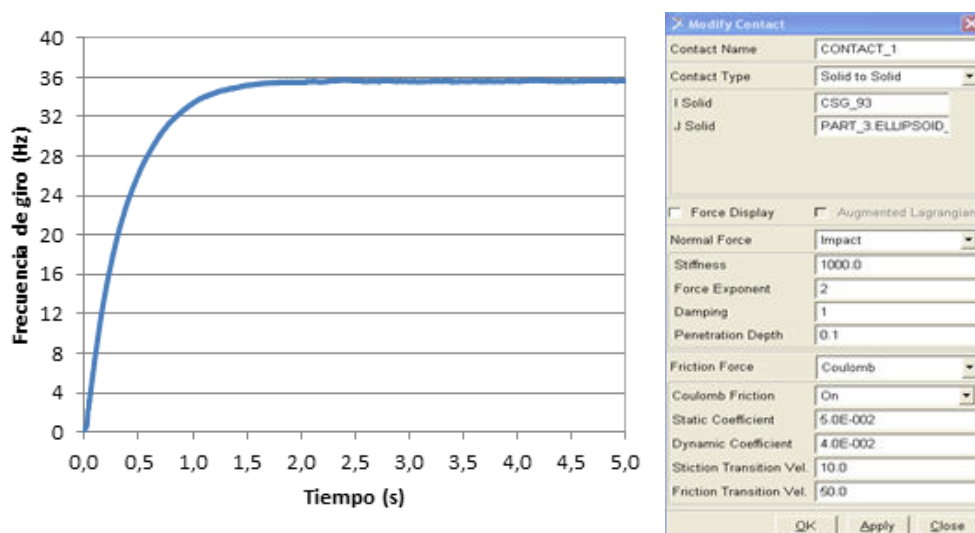


Figura 9.11. Octava simulación.

9.1.9. Novena simulación.

Se comprueba que la frecuencia de giro es mayor a la buscada, por lo tanto, se prueba con un valor intermedio, al que se ha utilizado en las dos simulaciones anteriores, para el coeficiente de amortiguamiento.

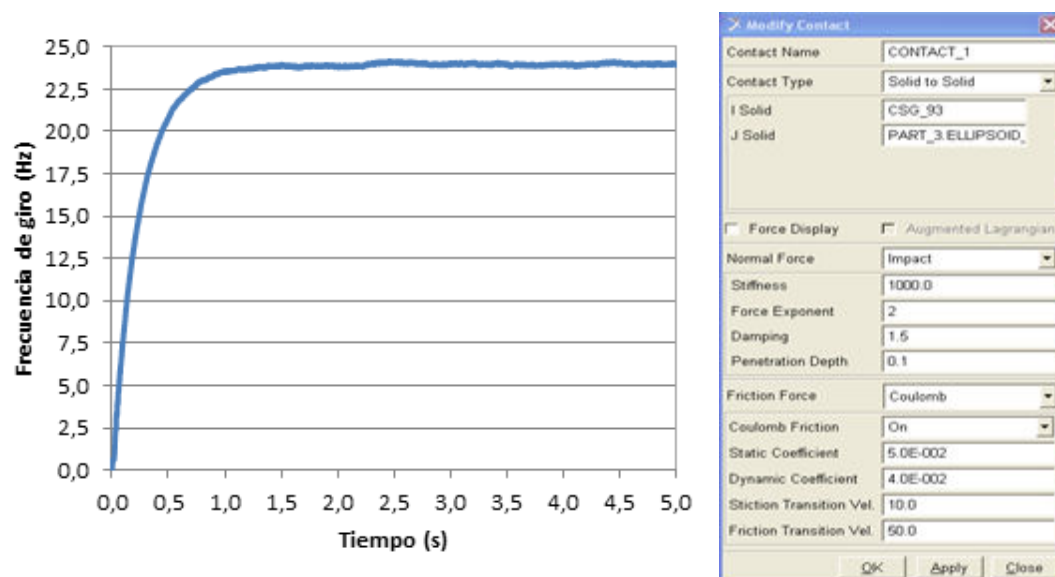


Figura 9.12. Novena simulación.

9.1.10. Décima simulación.

Se observa que al variar el valor del coeficiente de amortiguamiento en las 2 simulaciones anteriores a frecuencia de giro tarda más tiempo en estabilizarse, por lo tanto, se vuelve a dar a este parámetro el valor que tenía en la simulación 7 y se prueba a disminuir ligeramente el valor del exponente.

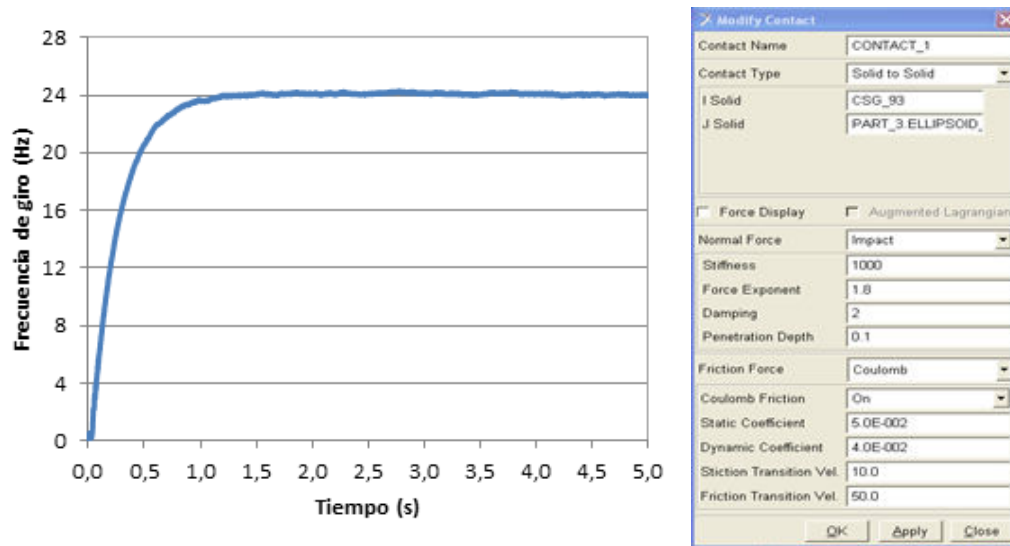


Figura 9.13. Décima simulación.

9.1.11. Undécima simulación.

Como se ha conseguido que la frecuencia de giro sea estable a un valor próximo al deseado, se decide disminuir la rigidez, ya que en el modelo de 3 bolas al disminuir la rigidez la variación de la frecuencia de giro del aro interior era muy pequeña.

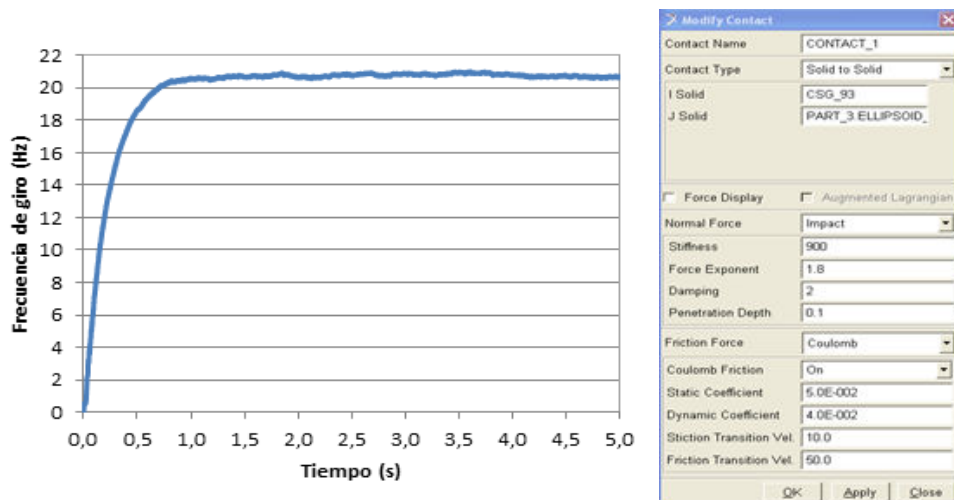


Figura 9.14. Undécima simulación.

9.1.12. Decimosegunda simulación.

Con la modificación anterior se consigue casi ajustar la frecuencia de giro a la deseada y se reduce el tiempo de estabilización. Por lo tanto, en esta simulación se disminuye un poco más la rigidez.

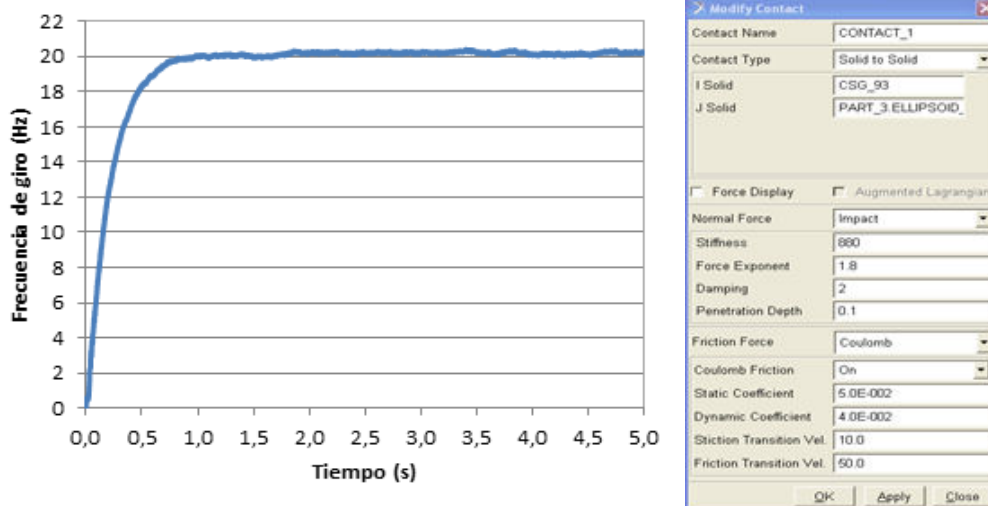


Figura 9.15. Decimosegunda simulación.

En la figura 9.15 se observa como se ha conseguido que el aro interior del rodamiento gire a 20Hz aplicándole un par de giro de 13,4Nmm cuando soporta una carga puramente radial de 200N.

Cabe destacar que el primer problema que se planteó fue la necesidad de modificar los parámetros que definen el contacto entre las bolas y la jaula desde la primera simulación para obtener un buen resultado. El proceso de prueba y error para seleccionar los parámetros que definen los contactos entre las bolas y la jaula se ha omitido.

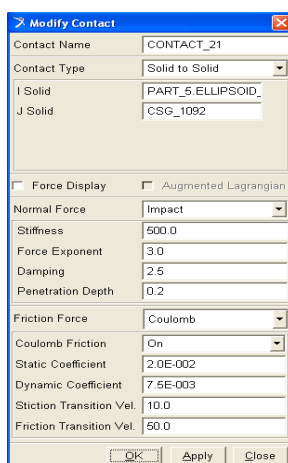


Figura 9.16. Contacto entre las bolas y la jaula.

9.2. Análisis del rodamiento con una carga radial aplicada.

A lo largo de este capítulo se muestran los resultados obtenidos al aplicar sobre el aro interior del rodamiento distintos valores de carga radial y de par de giro. El objetivo de este capítulo es demostrar que las velocidades de giro del aro interior, de la jaula y de las bolas siguen una relación lineal, la cual depende de la propia geometría del rodamiento. Para ello se ha aplicado sobre el rodamiento 3 cargas radiales distintas (200N, 300N y 400N) ya que la capacidad dinámica de carga del rodamiento SKF 6206 es 20.3KN y un rodamiento suele ser capaz de soportar entre un 1% y un 2% de su capacidad dinámica de carga como máximo.

Todas las simulaciones se han realizado para un tiempo de 5s utilizando 1000 pasos para realizar el muestreo.

9.2.1. Carga radial de 200N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 20Nmm, 30Nmm y 40Nmm.

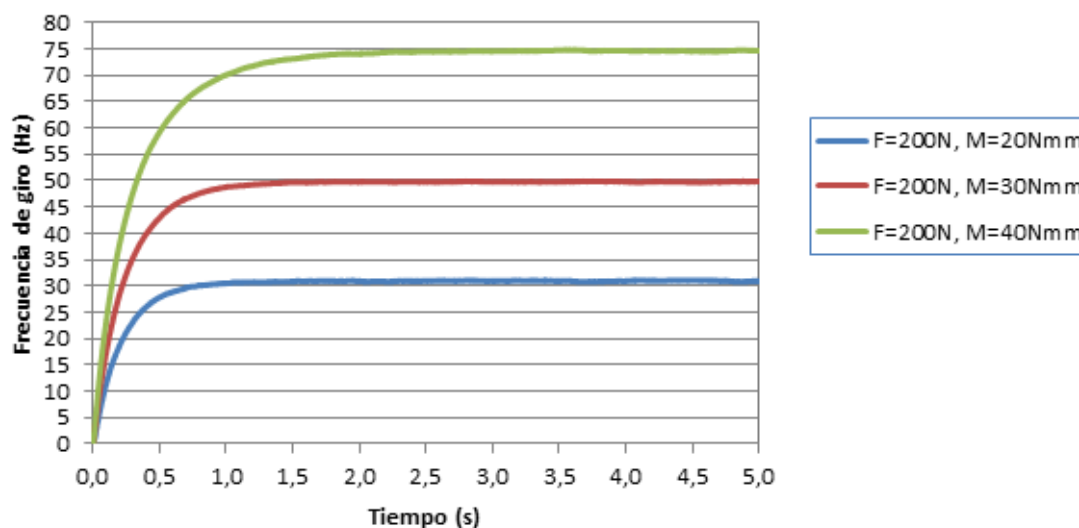


Figura 9.17. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.2. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F200M20	1857,60	30,96
F200M30	2987,40	49,79
F200M40	4479,00	74,65

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		Rodamiento 6206	
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62
Dimensiones del rodamiento					
n_i [r/min]	1857.6	n_i [r/min]	2987.4	n_i [r/min]	4479
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0
Velocidad de giro del aro interior		Velocidad de giro del aro exterior		Velocidad de giro del aro exterior	
Calcular		Calcular		Calcular	
f_i [Hz]	31	f_i [Hz]	49.8	f_i [Hz]	74.7
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0
f_c [Hz]	12.3	f_c [Hz]	19.7	f_c [Hz]	29.6
f_r [Hz]	71.6	f_r [Hz]	115	f_r [Hz]	173
Frecuencia de giro del aro interior					
Frecuencia de giro del aro exterior					
Frecuencia de giro de la jaula					
Frecuencia de giro de las bolas					
Frecuencias de daños potenciales					
f_{ip} [Hz]	168	f_{ip} [Hz]	270	f_{ip} [Hz]	405
f_{ep} [Hz]	110	f_{ep} [Hz]	178	f_{ep} [Hz]	266
f_{rp} [Hz]	143	f_{rp} [Hz]	230	f_{rp} [Hz]	345
Frecuencia de defecto en aro exterior				Frecuencia de defecto en aro exterior	

Figura 9.18. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

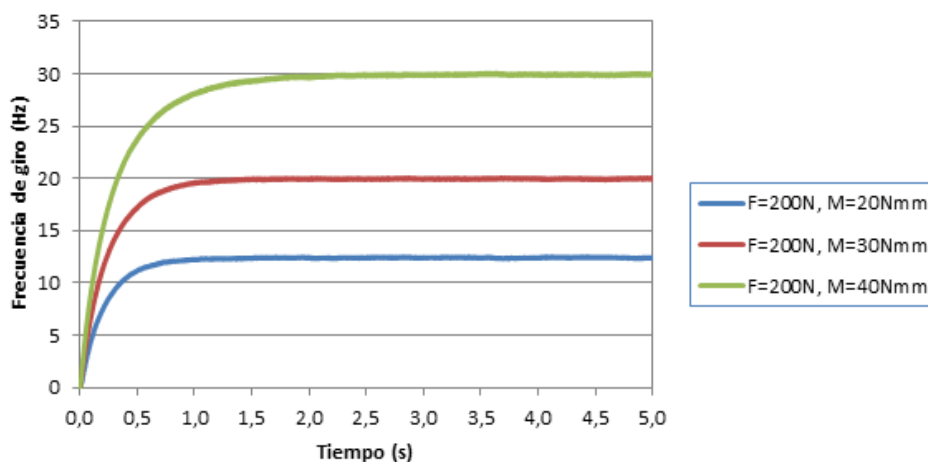


Figura 9.19. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.27%.

Tabla 9.3. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F200M20	744,60	12,41	12,30	0,89
F200M30	1197,00	19,95	19,70	1,27
F200M40	1794,60	29,91	29,60	1,05

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

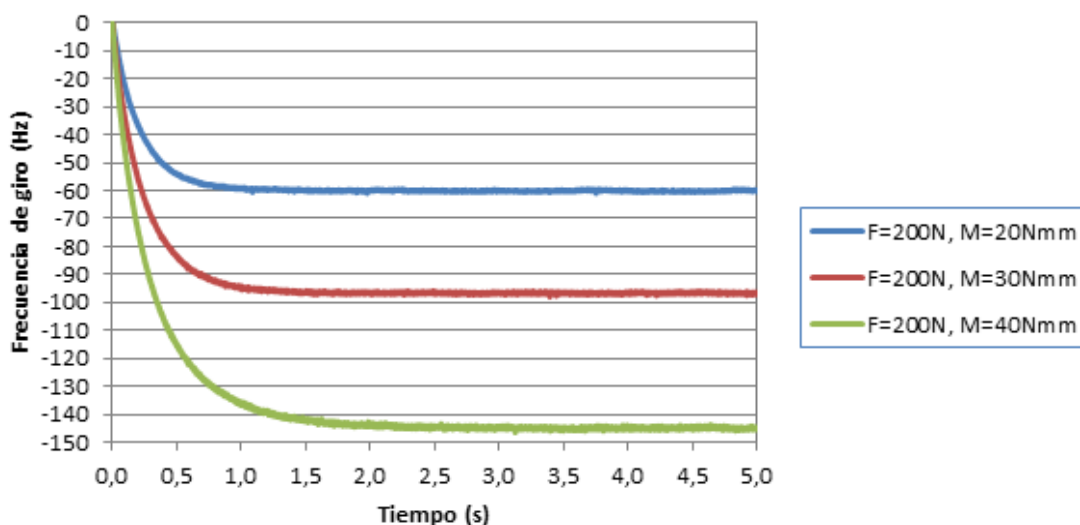


Figura 9.20. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16.21% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje).

Tabla 9.4. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F200M20	3606,00	60,10	71,60	16,06
F200M30	5800,20	96,67	115,00	15,94
F200M40	8697,00	144,95	173,00	16,21

A continuación se analiza la distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm.

La siguiente figura muestra como sólo están cargados los primeros 40° del rodamiento a cada uno de los lados de la vertical, es decir, solamente se cargan tres bolas en la situación en la que una bola se encuentra en la posición de carga máxima

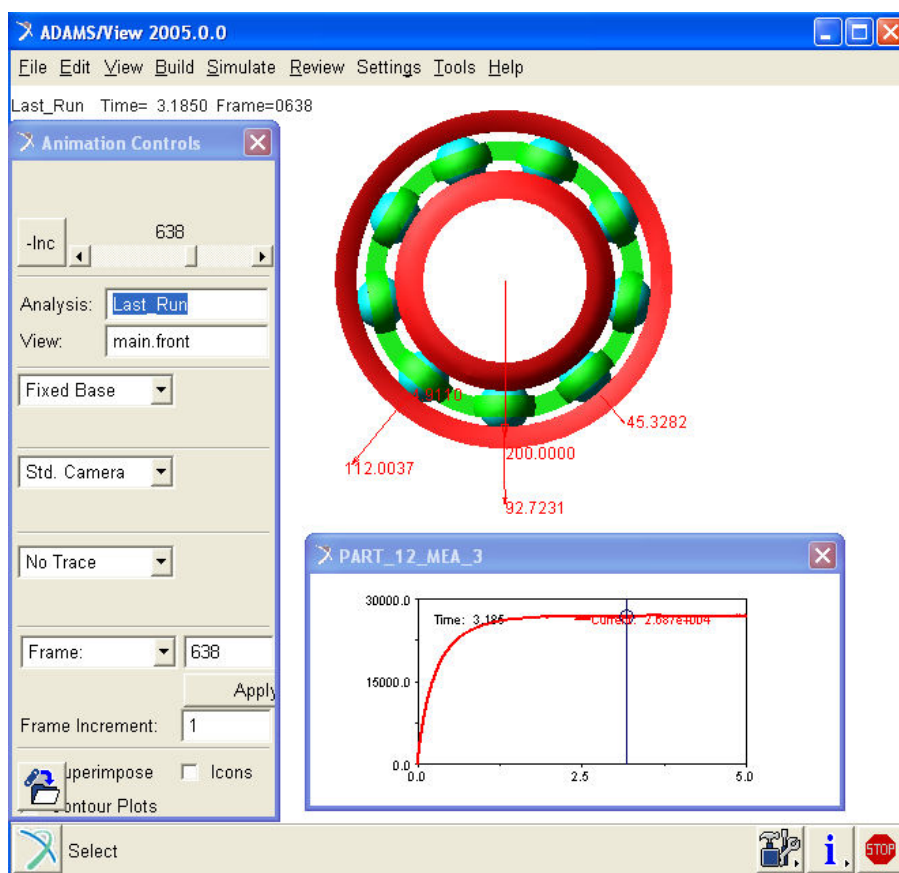


Figura 9.21. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm.

Para comprobar si el análisis dinámico realizado por el software ADAMS es realista o no, debemos comprobar que se verifican las ecuaciones de la dinámica que se estudiaron en el capítulo III, pero en este caso debemos variar las ecuaciones, ya que el resultado de la simulación (figura 9.21) nos muestra que las bolas que están situadas a ambos lados de la vertical, formando el mismo ángulo con esta, no soportan la misma carga.

En la siguiente tabla se muestra el valor de de la carga soportada por el rodamiento.

Tabla 9.5. *Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interior.*

POSICIÓN	CARGA RADIAL (N)	CARGA VERTICAL (N)
-80° (IZQUIERDA)	0,00	0,00
-40° (IZQUIERDA)	112,00	85,80
0° (VERTICAL)	92,72	92,72
40° (DERECHA)	45,33	34,72
80° (DERECHA)	0,00	0,00
RESULTADO	ADAMS (N)	213,25
	Teoría (N)	200,00
	Error (%)	6,62

9.2.2. Carga radial de 300N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 30Nmm, 40Nmm y 50Nmm.

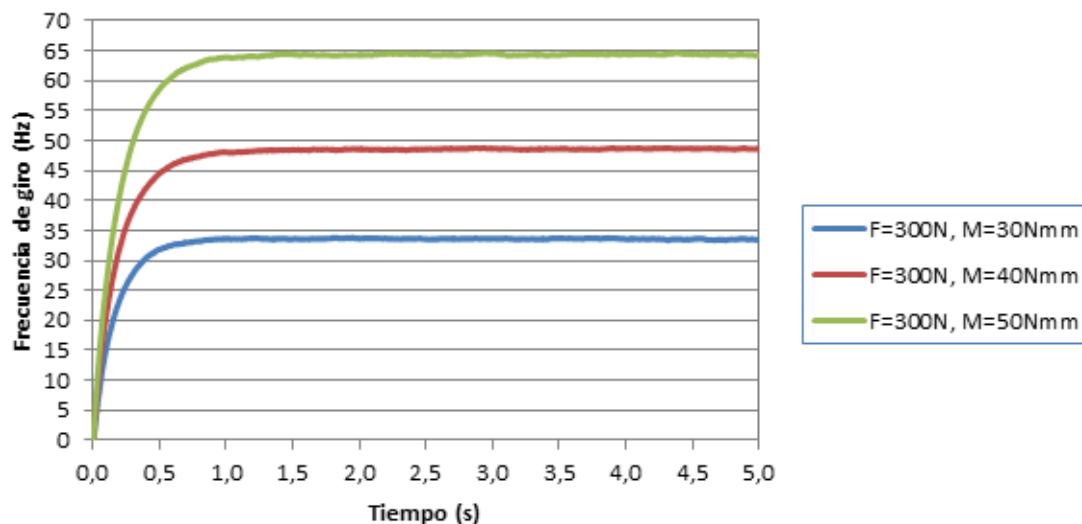


Figura 9.22. *Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.*

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.6. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F300M30	2015,40	33,59
F300M40	2917,20	48,62
F300M50	3862,20	64,37

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

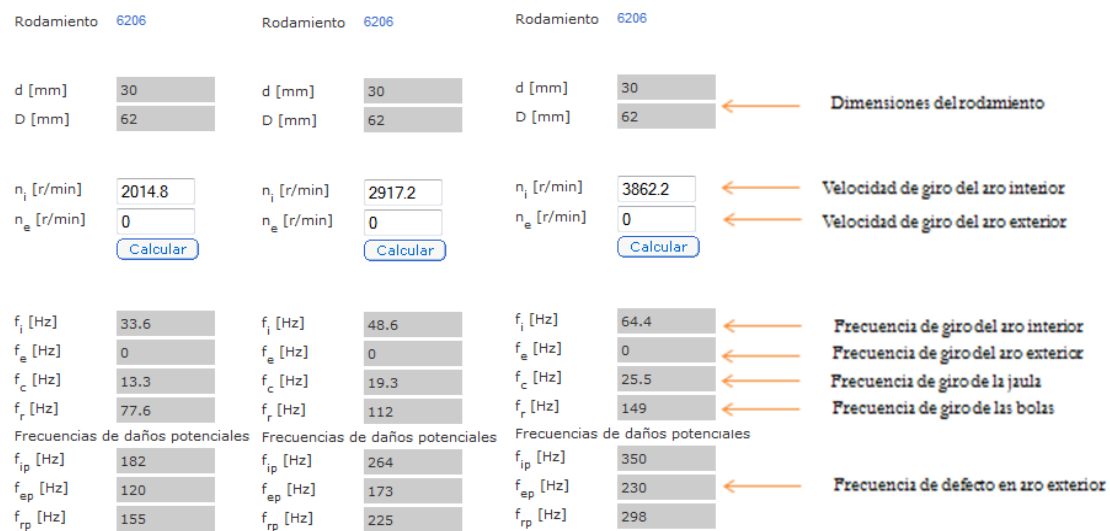


Figura 9.23. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

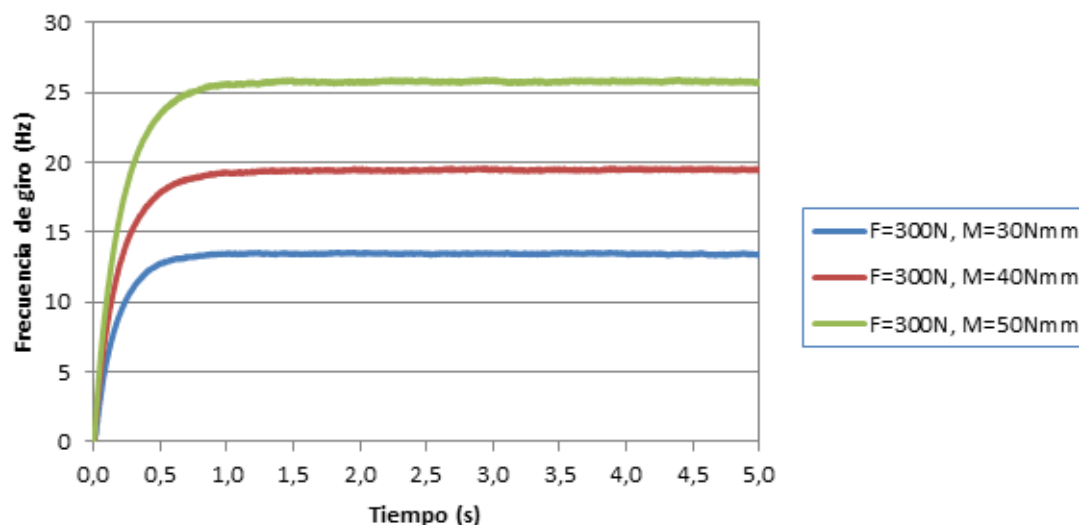


Figura 9.24. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.20%.

Tabla 9.7. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F300M30	807,60	13,46	13,30	1,20
F300M40	1168,80	19,48	19,30	0,93
F300M50	1547,40	25,79	25,50	1,14

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

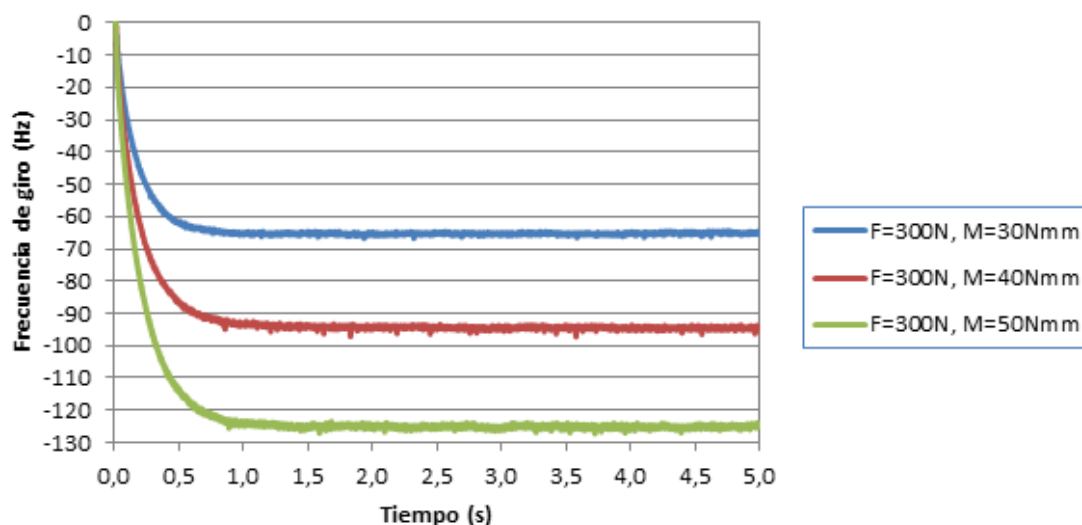


Figura 9.25. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16.03% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje).

Tabla 9.8. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F300M30	3915,00	65,25	77,60	15,91
F300M40	5669,40	94,49	112,00	15,63
F300M50	7507,20	125,12	149,00	16,03

A continuación se analiza la distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nm m.

La siguiente figura muestra como sólo están cargados los primeros 40° del rodamiento a cada uno de los lados de la vertical, es decir, solamente se cargan tres bolas en la situación en la que una bola se encuentra en la posición de carga máxima

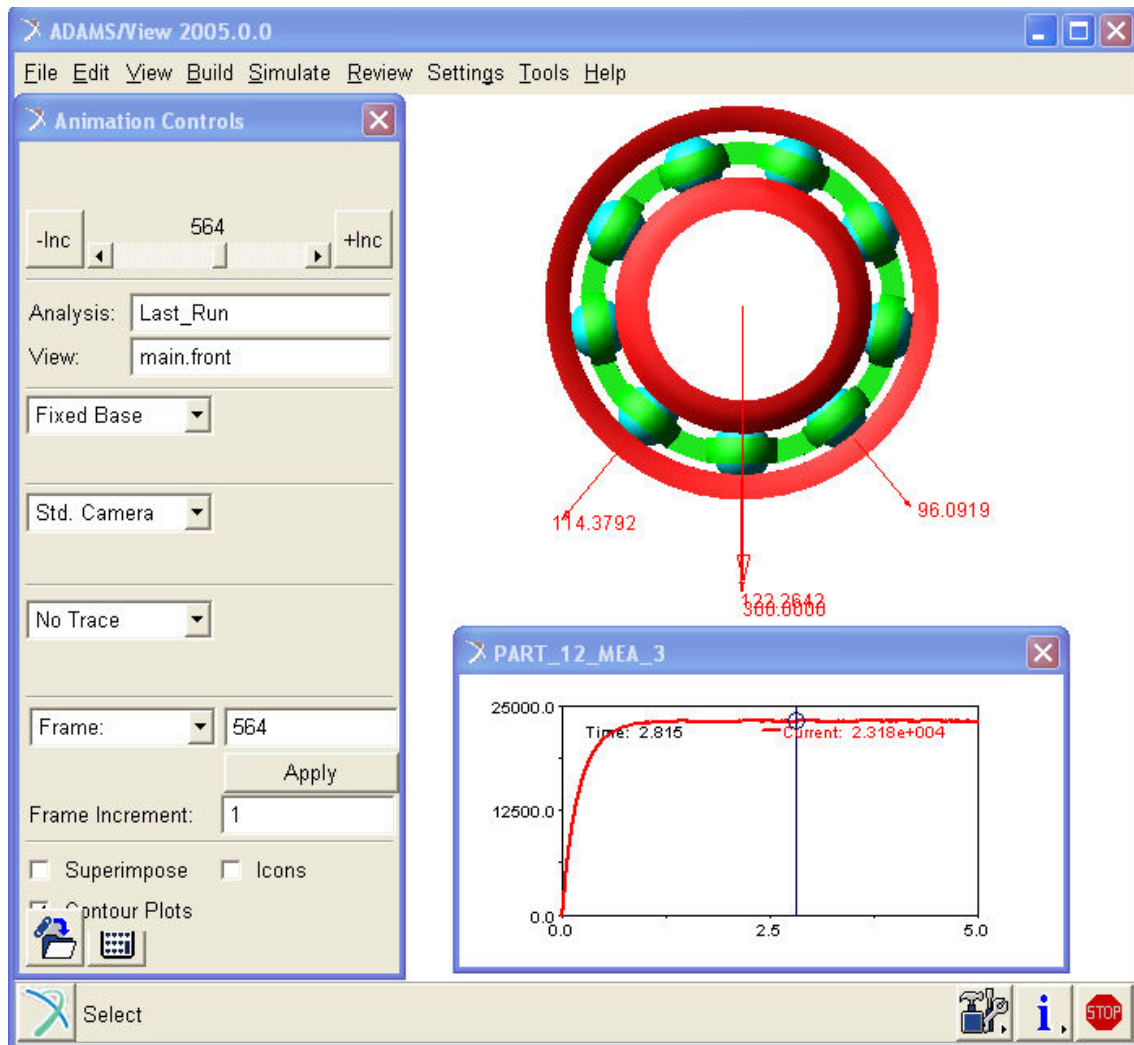


Figura 9.26. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm.

Para comprobar si el análisis dinámico realizado por el software ADAMS es realista o no, debemos comprobar que se verifican las ecuaciones de la dinámica que se estudiaron en el capítulo III, pero en este caso debemos variar las ecuaciones, ya que el resultado de la simulación (figura 9.26) nos muestra que las bolas que están situadas a ambos lados de la vertical, formando el mismo ángulo con esta, no soportan la misma carga.

En la siguiente tabla se muestra el valor de de la carga soportada por el rodamiento.

Tabla 9.9. Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interior.

POSICIÓN	CARGA RADIAL (N)	CARGA VERTICAL (N)
-80° (IZQUIERDA)	0,00	0,00
-40° (IZQUIERDA)	114,38	87,62
0° (VERTICAL)	122,27	122,27
40° (DERECHA)	96,09	73,61
80° (DERECHA)	0,00	0,00
RESULTADO	ADAMS (N)	283,50
	Teoría (N)	300,00
	Error (%)	5,50

9.2.3. Carga radial de 400N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 40Nmm, 50Nmm y 60Nmm.

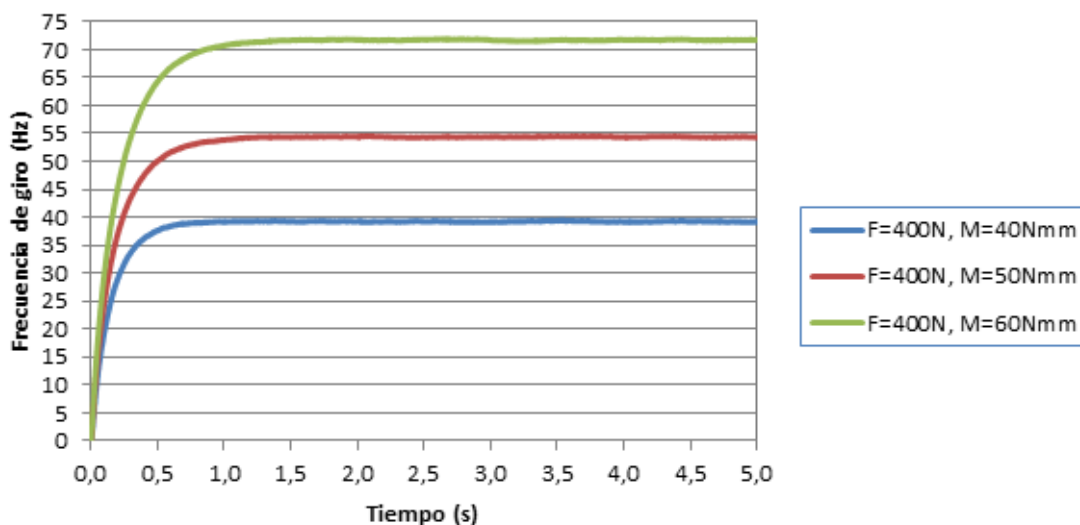


Figura 9.27. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.10. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F400M40	2355,60	39,26
F400M50	3264,00	54,40
F400M60	4303,80	71,73

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		Rodamiento 6206	
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62
Dimensiones del rodamiento					
n_i [r/min]	2355.6	n_i [r/min]	3264	n_i [r/min]	4303.8
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0
Velocidad de giro del aro interior		Velocidad de giro del aro interior		Velocidad de giro del aro interior	
Velocidad de giro del aro exterior		Velocidad de giro del aro exterior		Velocidad de giro del aro exterior	
f_i [Hz]	39.3	f_i [Hz]	54.4	f_i [Hz]	71.7
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0
f_c [Hz]	15.6	f_c [Hz]	21.6	f_c [Hz]	28.4
f_r [Hz]	90.7	f_r [Hz]	126	f_r [Hz]	166
Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales	
f_{ip} [Hz]	213	f_{ip} [Hz]	295	f_{ip} [Hz]	390
f_{ep} [Hz]	140	f_{ep} [Hz]	194	f_{ep} [Hz]	256
f_{rp} [Hz]	181	f_{rp} [Hz]	251	f_{rp} [Hz]	332
				Frecuencia de defecto en aro exterior	

Figura 9.28. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

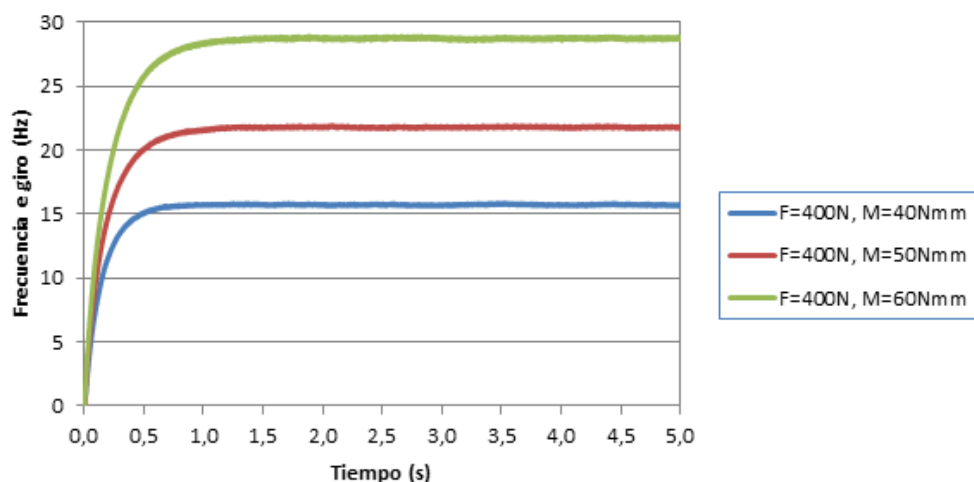


Figura 9.29. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1,20%.

Tabla 9.11. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F400M40	943,80	15,73	15,60	0,83
F400M50	1308,00	21,80	21,60	0,93
F400M60	1724,40	28,74	28,40	1,20

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

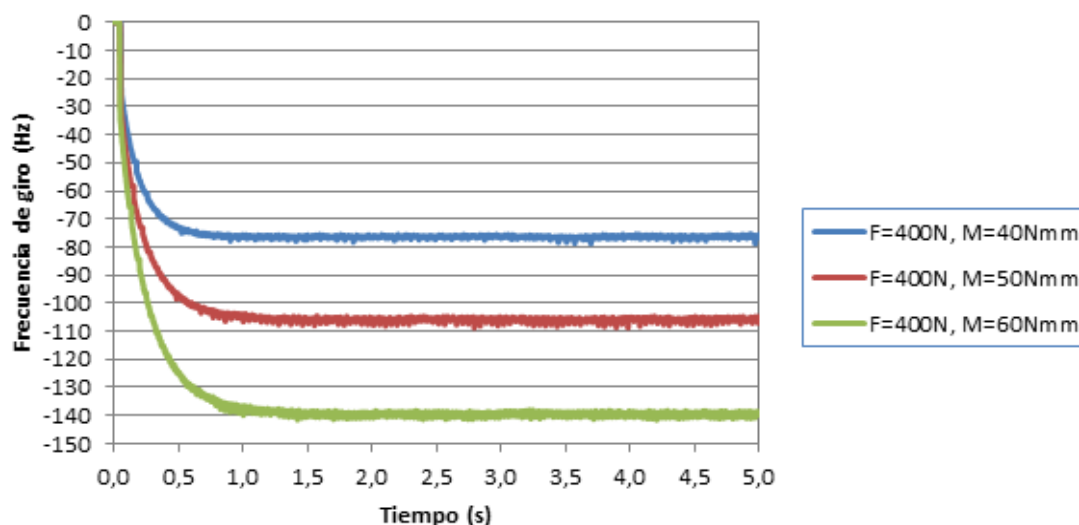


Figura 9.30. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16,06% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje).

Tabla 9.12. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F400M40	4580,40	76,34	90,70	15,83
F400M50	6346,20	105,77	126,00	16,06
F400M60	8369,40	139,49	166,00	15,97

A continuación se analiza la distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm.

La siguiente figura muestra como en este caso prácticamente toda la mitad inferior del rodamiento está cargada, en concreto, se cargan cuatro de las cinco bolas que se encuentran en la mitad inferior, lo que equivale a 40° a un lado de la vertical y 80° al otro.

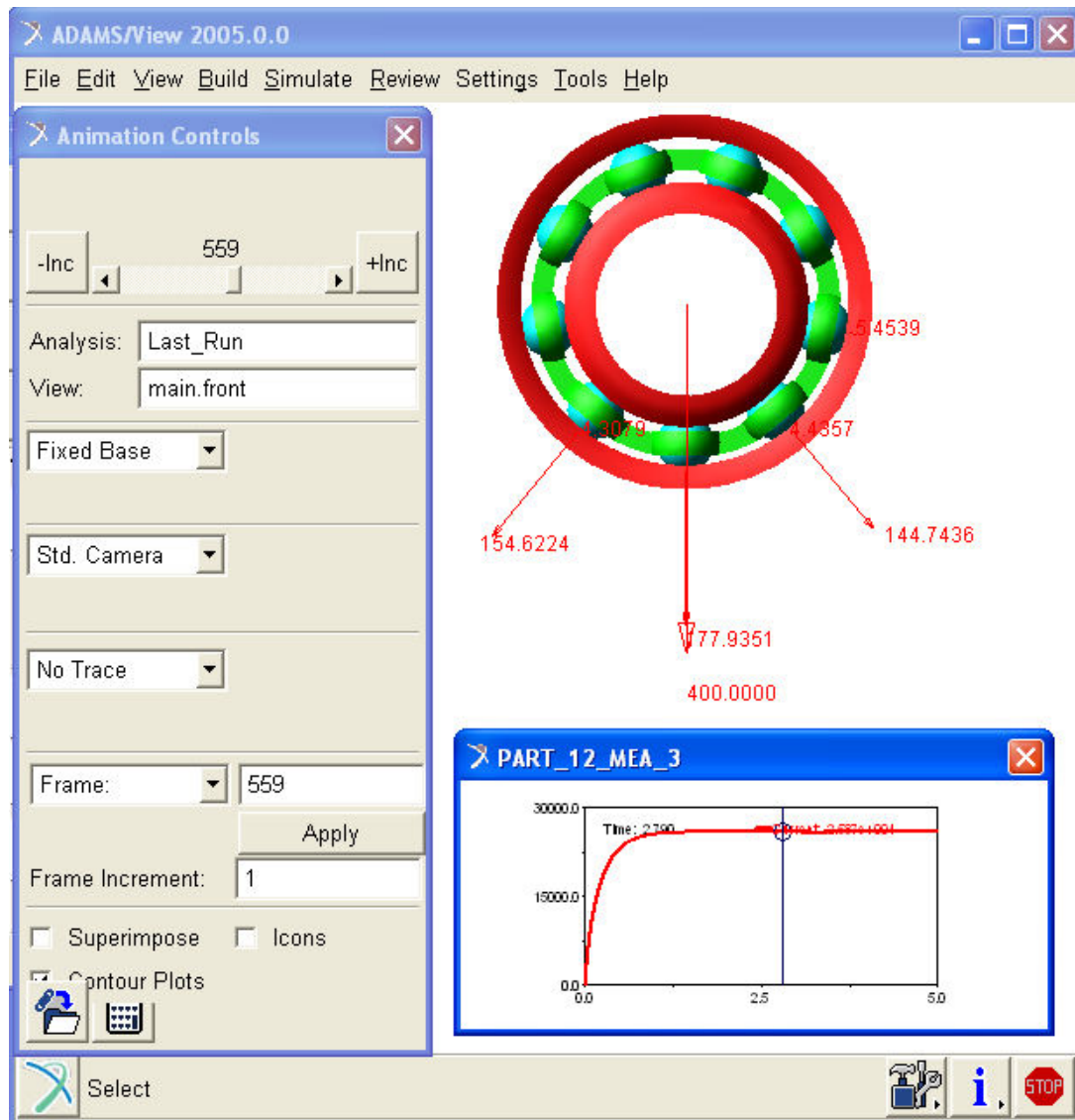


Figura 9.31. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm.

Para comprobar si el análisis dinámico realizado por el software ADAMS es realista o no, debemos comprobar que se verifican las ecuaciones de la dinámica que se estudiaron en el capítulo III, pero en este caso debemos variar las ecuaciones, ya que el resultado de la simulación (figura 9.31) nos muestra que las bolas que están situadas a ambos lados de la vertical, formando el mismo ángulo con esta, no soportan la misma carga.

En la siguiente tabla se muestra el valor de de la carga soportada por el rodamiento.

Tabla 9.13. *Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interior.*

POSICIÓN	CARGA RADIAL (N)	CARGA VERTICAL (N)
-80° (IZQUIERDA)	0,00	0,00
-40°(IZQUIERDA)	154,62	118,45
0° (VERTICAL)	177,94	177,94
40° (DERECHA)	144,74	110,88
80° (DERECHA)	5,45	0,95
RESULTADO	ADAMS (N)	408,21
	Teoría (N)	400,00
	Error (%)	2,05

9.2.4. Carga radial de 600N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 60Nmm, 70Nmm y 80Nmm.

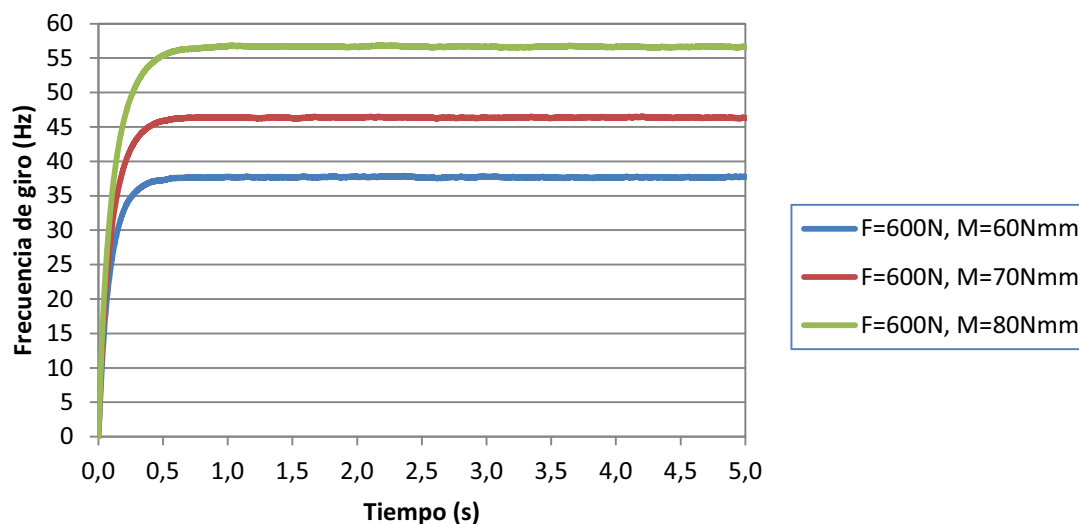


Figura 9.32. *Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.*

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.14. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F600M60	2260,20	37,67
F600M70	2781,00	46,35
F600M80	3398,40	56,64

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		Rodamiento 6206	
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62
Dimensiones del rodamiento					
n_i [r/min]	2260.2	n_i [r/min]	2781	n_i [r/min]	3398.4
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0
Velocidad de giro del aro interior					
Velocidad de giro del aro exterior					
Calcular					
f_i [Hz]	37.7	f_i [Hz]	46.4	f_i [Hz]	56.6
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0
f_c [Hz]	14.9	f_c [Hz]	18.4	f_c [Hz]	22.5
f_r [Hz]	87.1	f_r [Hz]	107	f_r [Hz]	131
Frecuencia de giro del aro interior					
Frecuencia de giro del aro exterior					
Frecuencia de giro de la jaula					
Frecuencia de giro de las bolas					
Frecuencias de daños potenciales					
f_{ip} [Hz]	205	f_{ip} [Hz]	252	f_{ip} [Hz]	308
f_{ep} [Hz]	134	f_{ep} [Hz]	165	f_{ep} [Hz]	202
f_{rp} [Hz]	174	f_{rp} [Hz]	214	f_{rp} [Hz]	262
Frecuencia de defecto en aro exterior					

Figura 9.33. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

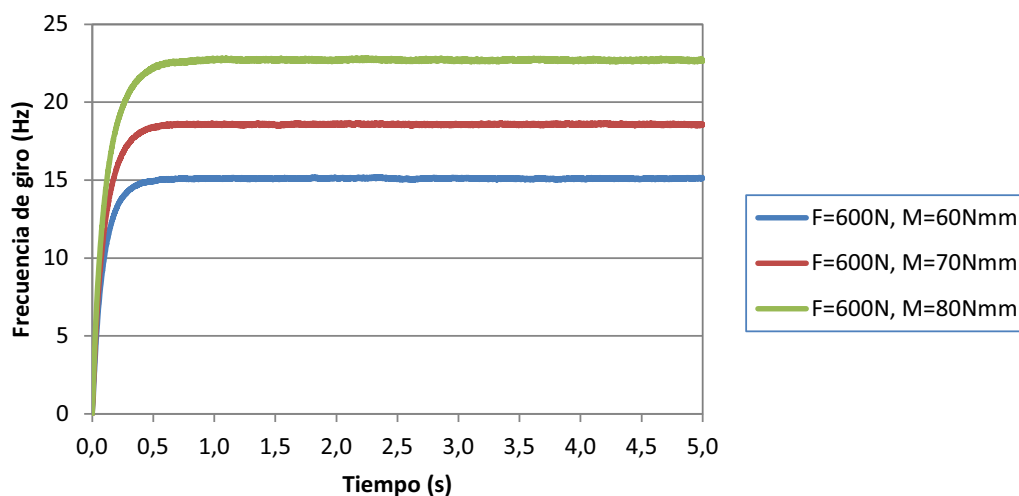


Figura 9.34. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.34%.

Tabla 9.15. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F600M60	906,00	15,10	14,90	1,34
F600M70	1114,20	18,57	18,40	0,92
F600M80	1361,40	22,69	22,50	0,84

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

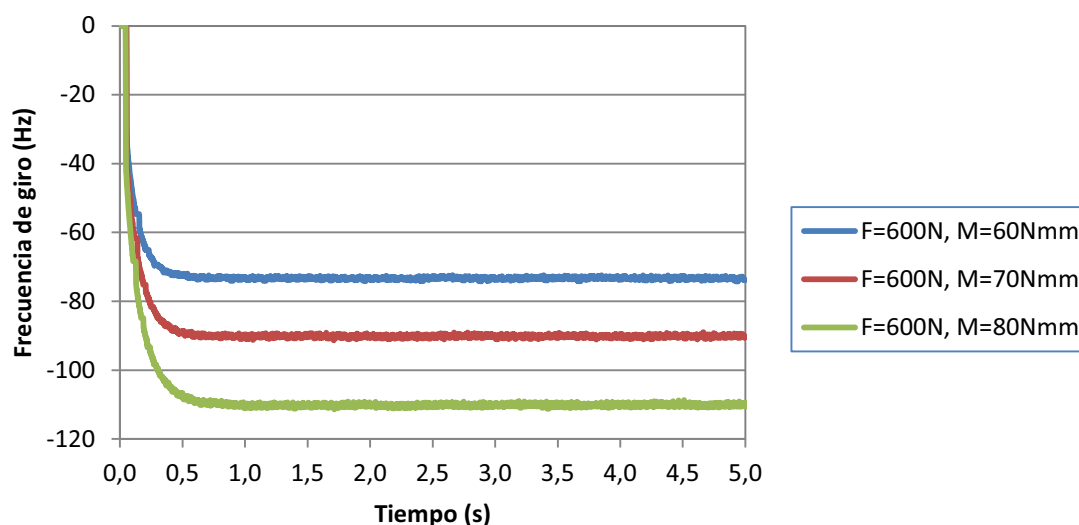


Figura 9.35. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 15,85% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje).

Tabla 9.16. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F600M60	4402,20	73,37	87,10	15,76
F600M70	5415,60	90,26	107,00	15,64
F600M80	6613,80	110,23	131,00	15,85

A continuación se analiza la distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm.

La siguiente figura muestra como en este caso prácticamente toda la mitad inferior del rodamiento está cargada, en concreto, se cargan cuatro de las cinco bolas que se encuentran en la mitad inferior, lo que equivale a 40° a un lado de la vertical y 80° al otro.

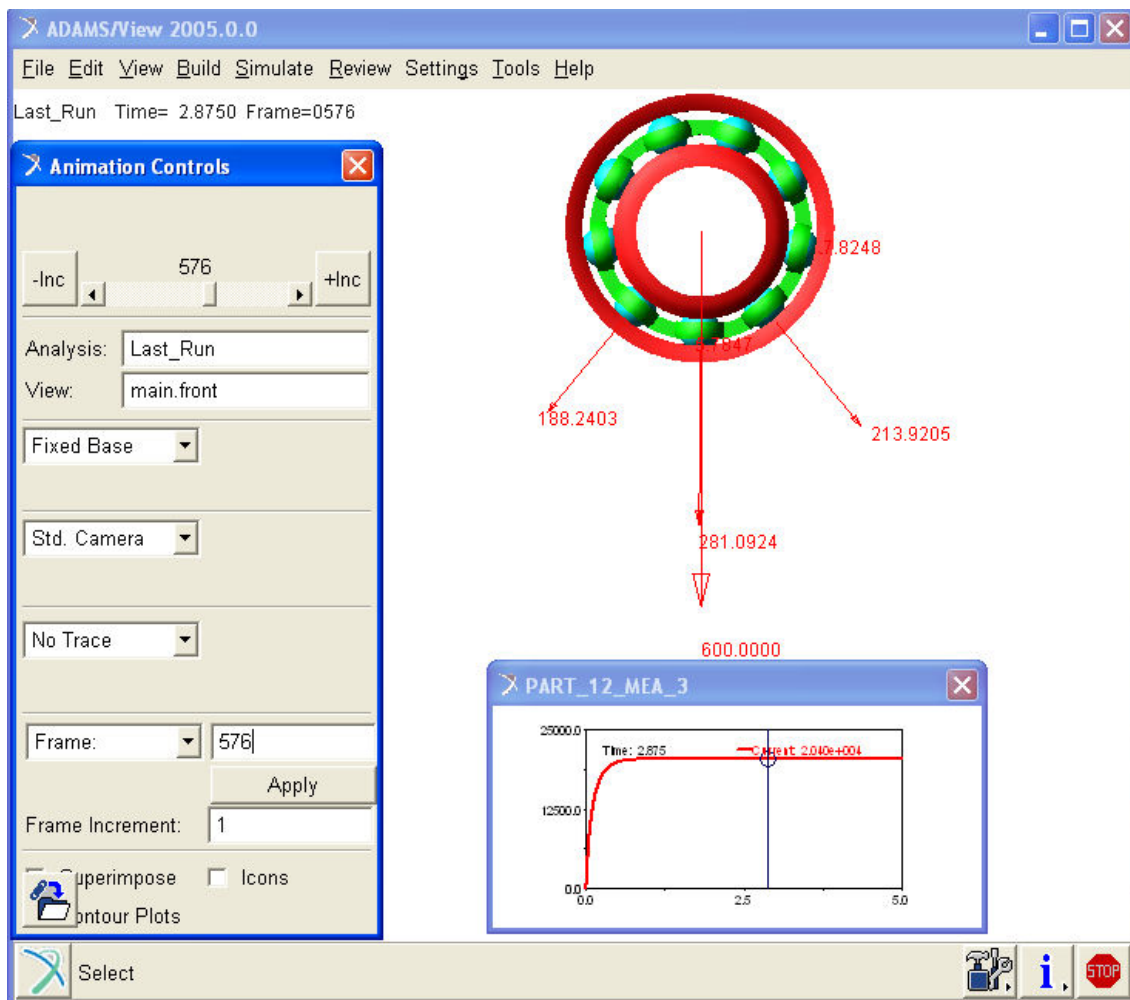


Figura 9.36. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm.

Para comprobar si el análisis dinámico realizado por el software ADAMS es realista o no, debemos comprobar que se verifican las ecuaciones de la dinámica que se estudiaron en el capítulo III, pero en este caso debemos variar las ecuaciones, ya que el resultado de la simulación (figura 9.36) nos muestra que las bolas que están situadas a ambos lados de la vertical, formando el mismo ángulo con esta, no soportan la misma carga.

En la siguiente tabla se muestra el valor de de la carga soportada por el rodamiento.

Tabla 9.17. Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interior.

POSICIÓN	CARGA RADIAL (N)	CARGA VERTICAL (N)
-80° (IZQUIERDA)	0,00	0,00
-40° (IZQUIERDA)	188,24	144,20
0° (VERTICAL)	281,09	281,09
40° (DERECHA)	213,92	163,87
80° (DERECHA)	7,82	1,36
RESULTADO	ADAMS (N)	590,52
	Teoría (N)	600,00
	Error (%)	1,58

9.2.5. Carga radial de 800N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 80Nmm, 90Nmm y 100Nmm.

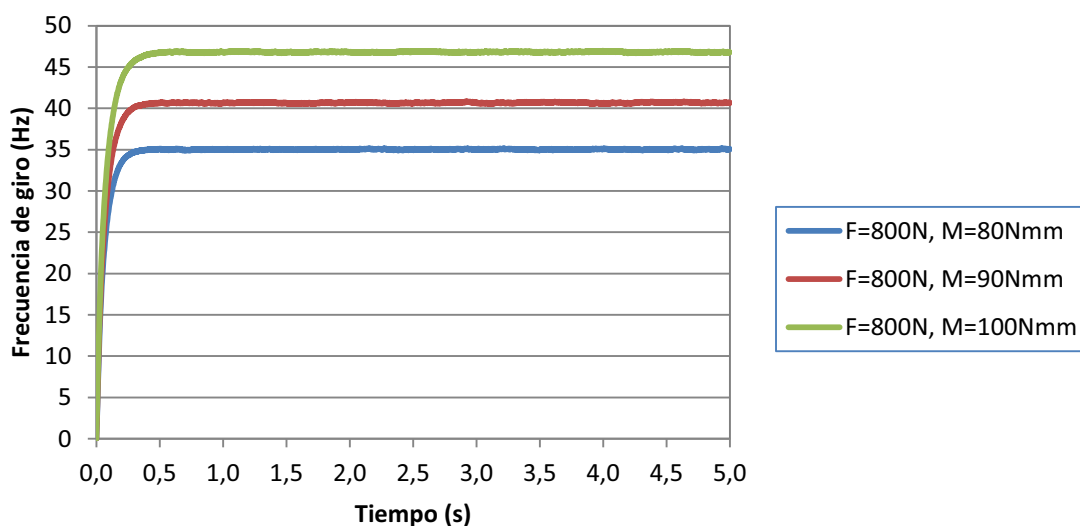


Figura 9.37. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.18. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F800M80	2101,80	35,03
F800M90	2441,40	40,69
F800M100	2809,20	46,82

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento	6206	Rodamiento	6206	Rodamiento	6206	
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30	Dimensiones del rodamiento
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62	
n_i [r/min]	2101.8	n_i [r/min]	2441.4	n_i [r/min]	2809.2	Velocidad de giro del aro interior
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	Velocidad de giro del aro exterior
Calcular		Calcular		Calcular		
f_i [Hz]	35	f_i [Hz]	40.7	f_i [Hz]	46.8	Frecuencia de giro del aro interior
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	Frecuencia de giro del aro exterior
f_c [Hz]	13.9	f_c [Hz]	16.1	f_c [Hz]	18.6	Frecuencia de giro de la jaula
f_r [Hz]	81	f_r [Hz]	94	f_r [Hz]	108	Frecuencia de giro de las bolas
Frecuencias de daños potenciales			Frecuencias de daños potenciales			
f_{ip} [Hz]	190	f_{ip} [Hz]	221	f_{ip} [Hz]	254	Frecuencia de defecto en aro exterior
f_{ep} [Hz]	125	f_{ep} [Hz]	145	f_{ep} [Hz]	167	
f_{rp} [Hz]	162	f_{rp} [Hz]	188	f_{rp} [Hz]	216	

Figura 9.38. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

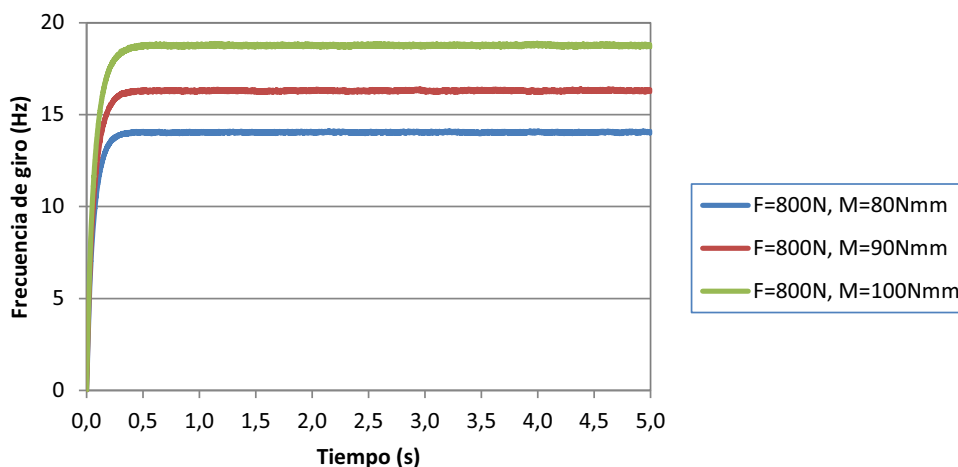


Figura 9.39. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.24%.

Tabla 9.19. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F800M80	842,40	14,04	13,90	1,01
F800M90	978,00	16,30	16,10	1,24
F800M100	1125,60	18,76	18,60	0,86

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

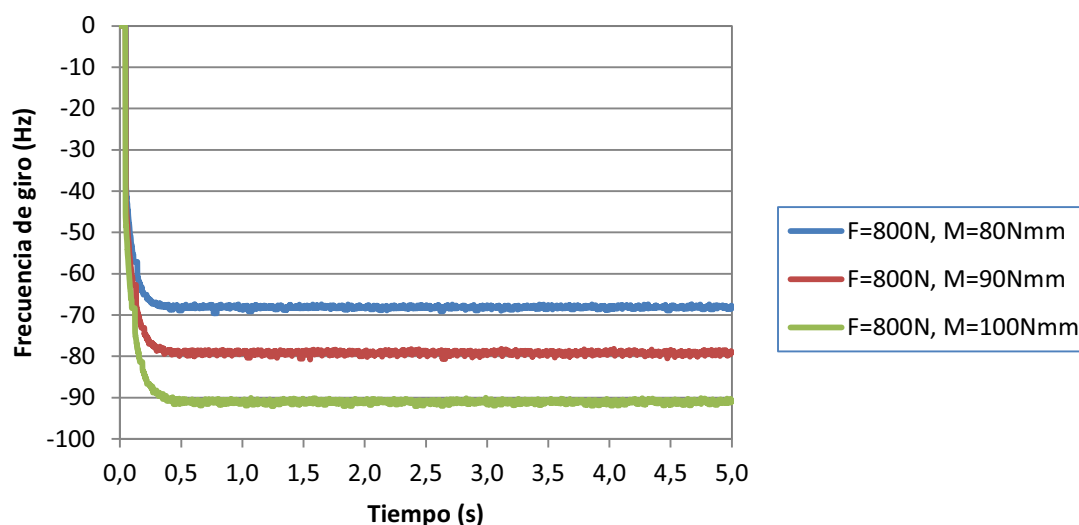


Figura 9.40. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 15,80% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje).

Tabla 9.20. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F800M80	4092,00	68,20	81,00	15,80
F800M90	4754,40	79,24	94,00	15,70
F800M100	5470,20	91,17	108,00	15,58

A continuación se analiza la distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm.

La siguiente figura muestra como sólo están cargados los primeros 40° del rodamiento a cada uno de los lados de la vertical, es decir, solamente se cargan tres bolas en la situación en la que una bola se encuentra en la posición de carga máxima

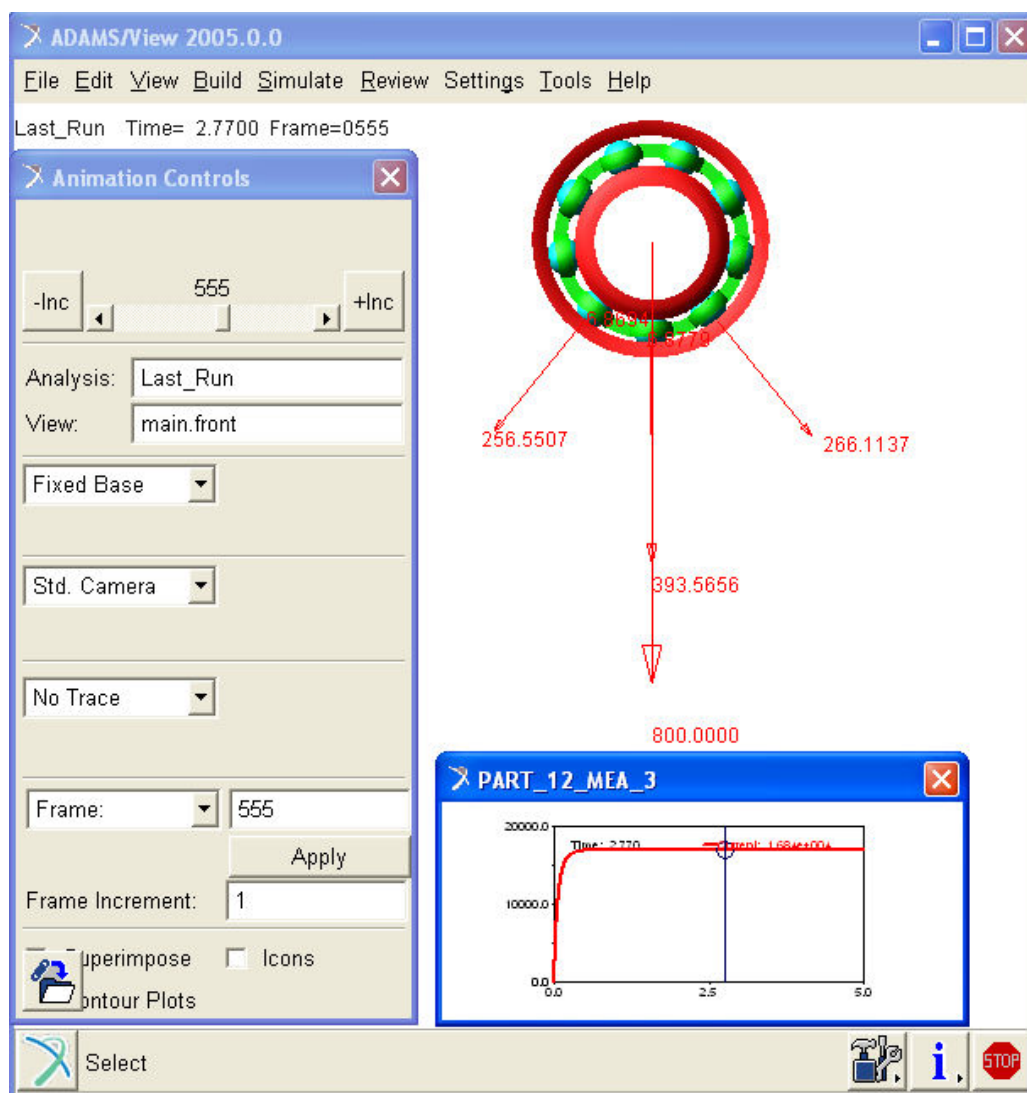


Figura 9.41. Distribución de carga sobre las bolas en el instante en que una bola se encuentra en la posición de carga máxima cuando se aplica sobre el aro interior una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm.

Para comprobar si el análisis dinámico realizado por el software ADAMS es realista o no, debemos comprobar que se verifican las ecuaciones de la dinámica que se estudiaron en el capítulo III, pero en este caso debemos variar las ecuaciones, ya que el resultado de la simulación (figura 9.36) nos muestra que las bolas que están situadas a ambos lados de la vertical, formando el mismo ángulo con esta, no soportan la misma carga.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

En la siguiente tabla se muestra el valor de de la carga soportada por el rodamiento.

Tabla 9.21. *Distribución de carga entre las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interior.*

POSICIÓN	CARGA RADIAL (N)	CARGA VERTICAL (N)
-80° (IZQUIERDA)	0,00	0,00
-40°(IZQUIERDA)	256,55	196,53
0° (VERTICAL)	393,57	393,57
40° (DERECHA)	266,11	203,85
80° (DERECHA)	0,00	0,00
RESULTADO	ADAMS (N)	793,95
	Teoría (N)	800,00
	Error (%)	0,76

9.2.6. Deslizamiento.

La siguiente tabla muestra la velocidades de deslizamiento calculada a partir de la velocidad de giro de la jaula y de las bolas, obtenidas como resultado de las simulaciones para las distintas combinaciones de carga radial (N) y par de giro (Nmm) aplicados sobre el rodamiento.

Tabla 9.22. *Velocidad lineal de la jaula.*

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula				Vjaula(mm/s)	
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	ADAMS (rad/s)	SKF (rad/s)	ADAMS	SKF
F200M20	12,41	12,30	0,22	0,21	4,982	4,938
F200M30	19,95	19,70	0,35	0,34	8,008	7,908
F200M40	29,91	29,60	0,52	0,52	12,007	11,882
F300M30	13,46	13,30	0,23	0,23	5,403	5,339
F300M40	19,48	19,30	0,34	0,34	7,820	7,748
F300M50	25,79	25,50	0,45	0,45	10,353	10,236
F400M40	15,73	15,60	0,27	0,27	6,314	6,262
F400M50	21,80	21,60	0,38	0,38	8,751	8,671
F400M60	28,74	28,40	0,50	0,50	11,537	11,400
F600M60	15,10	14,90	0,26	0,26	6,062	5,981
F600M70	18,57	18,40	0,32	0,32	7,454	7,386
F600M80	22,69	22,50	0,40	0,39	9,108	9,032
F800M80	14,04	13,90	0,25	0,24	5,636	5,580
F800M90	16,30	16,10	0,28	0,28	6,543	6,463
F800M100	18,76	18,60	0,33	0,32	7,531	7,467



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Como ya se ha ido mostrando anteriormente de forma individualizada, para cada una de las combinaciones de carga y par de giro aplicado sobre el aro interior, la velocidad de la jaula que se obtiene de las simulaciones es aproximadamente la misma que nos proporciona el fabricante para una velocidad de giro del aro interior dada.

Esto es debido a que como ya se vió en el capítulo dedicado a la cinemática del rodamiento, la relación entre la velocidad angular y lineal de la jaula está definida por el radio de la jaula, el cual es constante.

Tabla 9.23. *Velocidad lineal de las bolas.*

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola				Vbola(mm/s)	
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	ADAMS (rad/s)	SKF (rad/s)	ADAMS	SKF
F200M20	60,10	71,60	1,05	1,25	4,982	5,936
F200M30	96,67	115,00	1,69	2,01	8,014	9,534
F200M40	144,95	173,00	2,53	3,02	12,017	14,342
F300M30	65,25	77,60	1,14	1,35	5,409	6,433
F300M40	94,49	112,00	1,65	1,95	7,834	9,285
F300M50	125,12	149,00	2,18	2,60	10,373	12,353
F400M40	76,34	90,70	1,33	1,58	6,329	7,519
F400M50	105,77	126,00	1,85	2,20	8,769	10,446
F400M60	139,49	166,00	2,43	2,90	11,564	13,762
F600M60	73,37	87,10	1,28	1,52	6,083	7,221
F600M70	90,26	107,00	1,58	1,87	7,483	8,871
F600M80	110,23	131,00	1,92	2,29	9,138	10,860
F800M80	68,20	81,00	1,19	1,41	5,654	6,715
F800M90	79,24	94,00	1,38	1,64	6,569	7,793
F800M100	91,17	108,00	1,59	1,88	7,558	8,954

En referencia a la relación entre la velocidad angular y lineal de las bolas respecto a su propio centro de gravedad, sucede lo mismo que en el caso de la jaula, sólo que ahora la relación queda definida mediante el radio de la bola.

En la tabla 9.24 se muestra el valor del deslizamiento obtenido haciendo uso de las ecuaciones sobre la cinemática de un rodamiento rígido de bolas sometido a una carga radial utilizadas en el capítulo III.

Tabla 9.24. *Velocidad de deslizamiento.*

CARGA RADIAL Y PAR	Vjaula(mm/s)		Vbola(mm/s)		Deslizamiento (mm/s)	
	ADAMS	SKF	ADAMS	SKF	ADAMS	SKF
F200M20	4,982	4,938	4,982	5,936	0,00	1,00
F200M30	8,008	7,908	8,014	9,534	0,01	1,63
F200M40	12,007	11,882	12,017	14,342	0,01	2,46
F300M30	5,403	5,339	5,409	6,433	0,01	1,09
F300M40	7,820	7,748	7,834	9,285	0,01	1,54
F300M50	10,353	10,236	10,373	12,353	0,02	2,12
F400M40	6,314	6,262	6,329	7,519	0,01	1,26
F400M50	8,751	8,671	8,769	10,446	0,02	1,77
F400M60	11,537	11,400	11,564	13,762	0,03	2,36
F600M60	6,062	5,981	6,083	7,221	0,02	1,24
F600M70	7,454	7,386	7,483	8,871	0,03	1,48
F600M80	9,108	9,032	9,138	10,860	0,03	1,83
F800M80	5,636	5,580	5,654	6,715	0,02	1,14
F800M90	6,543	6,463	6,569	7,793	0,03	1,33
F800M100	7,531	7,467	7,558	8,954	0,03	1,49

En la tabla anterior se aprecia como el rodamiento modelado en ADAMS no posee deslizamiento para ninguna de las combinaciones de carga radial y par de giro, mientras que utilizando los datos del fabricante SKF, se obtienen valores que oscilan entre 1mm/s y 2,46mm/s. Esta diferencia puede ser debida al efecto de la lubricación y de la temperatura de trabajo.

9.2.7. Comparación de la posición del aro interior según el eje X en ambos modelos.

Merece la pena destacar el comportamiento del aro interior, ya que este se comporta de manera diferente en el modelo de tres bolas y en el de nueve. A continuación se muestra una figura en la que se puede apreciar como en el caso del rodamiento de tres bolas el aro interior se mantiene en el origen del eje de abscisas, mientras que en el caso del rodamiento de nueve bolas se desplaza hacia la derecha (valores positivos del eje X), aumentando progresivamente al principio para finalmente estailizarse en una posición.

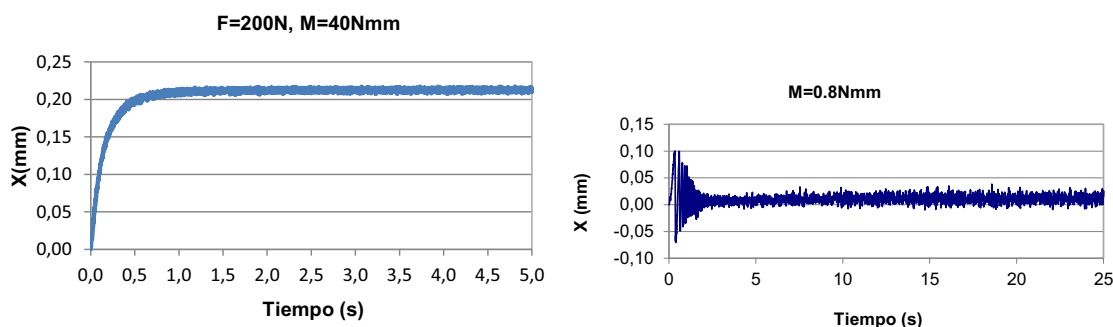


Figura 9.42. Posición del aro interior respecto al eje X en los modelos de tres (derecha) y nueve bolas (izquierda).

9.3. Análisis del rodamiento con una carga radial aplicada y defecto en el aro exterior.

A lo largo de este capítulo se muestran los resultados obtenidos al aplicar sobre el aro interior del rodamiento de nueve bolas con una fisura situada en la zona vertical inferior de la pista de rodadura del aro exterior distintos valores de carga radial y de par de giro. El objetivo de este capítulo es demostrar que las velocidades de giro del aro interior, de la jaula y de las bolas siguen una relación lineal, la cual depende de la propia geometría del rodamiento, y además que los valores de las frecuencias de giro y de la frecuencia de defecto en aro exterior obtenidas mediante el software MSC.ADAMS se asemejan a las que nos proporciona el fabricante SKF en su página web para su rodamiento rígido de bolas de una hilera SKF6206.

Para ello se han aplicado sobre el rodamiento 5 cargas radiales distintas (200N, 300N, 400N, 600N y 800N) ya que la capacidad dinámica de carga del rodamiento SKF 6206 es 20.3KN y un rodamiento suele ser capaz de soportar como mínimo entre un 1% y un 2% de su capacidad dinámica de carga. Además para cada una de estas cargas radiales se ha sometido al aro interior a tres pares de giro diferentes.

Los resultados que se presentan para cada una de las combinaciones de carga radial y par de giro aplicados sobre el aro interior son las gráficas de la frecuencia de giro del aro interior, de la jaula y de las bolas en función del tiempo, y la Transformada Rápida de Fourier (FFT) aplicada sobre la velocidad angular del aro interior, la cual nos permite identificar la frecuencia de giro de la jaula, la frecuencia asociada al defecto situado en la pista exterior (BPFO) y sus respectivos armónicos.

Todas las simulaciones se han realizado para un tiempo de 5s utilizando 3000 pasos para realizar el muestreo, y la FFT se ha calculado con 262144 puntos.

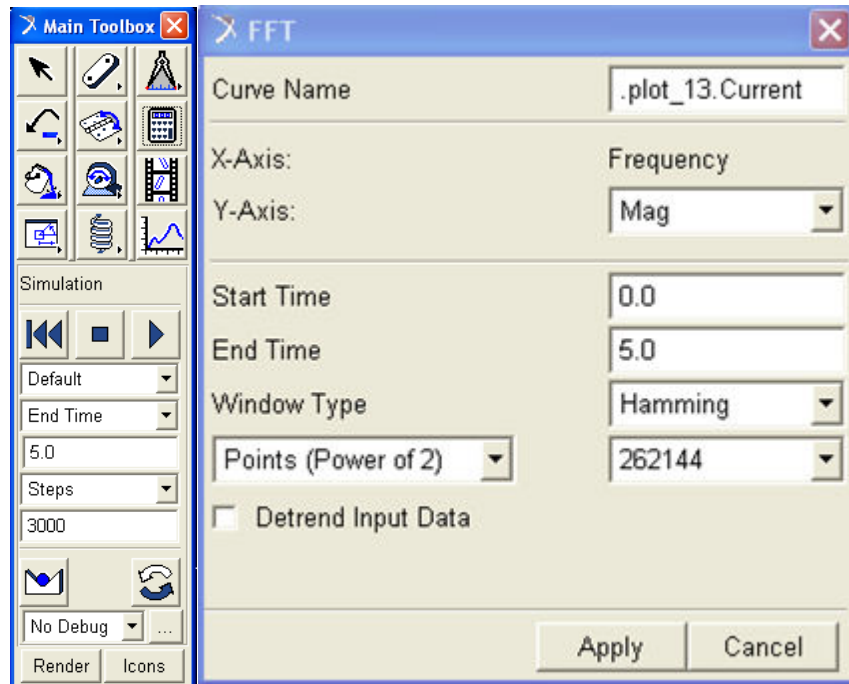


Figura 9.43. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.

9.3.1. Carga radial de 200N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 20Nmm, 30Nmm y 40Nmm.

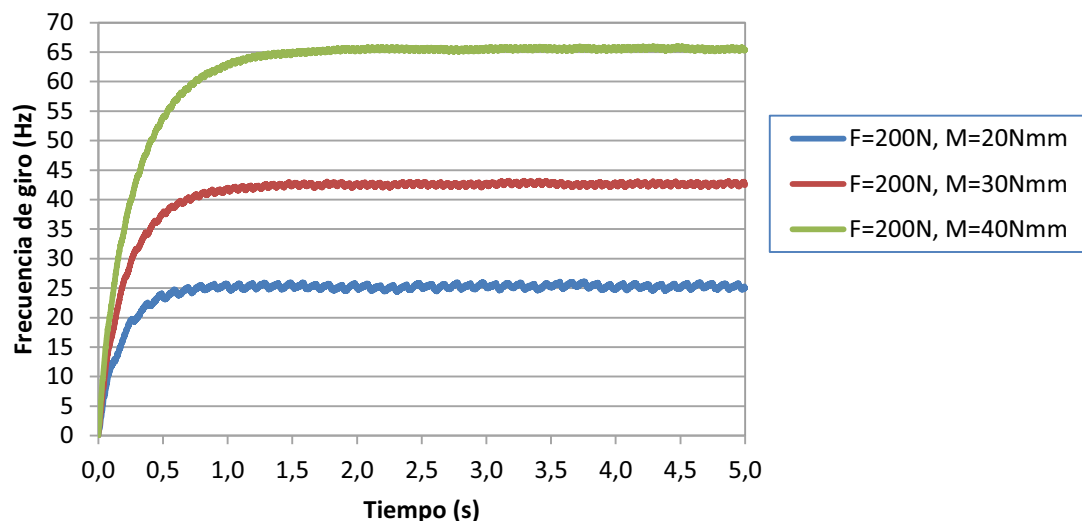


Figura 9.44. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.25. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 200N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F200M20	1518,00	25,30
F200M30	2557,80	42,63
F200M40	3933,60	65,56

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30	Dimensiones del rodamiento
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62	
n_i [r/min]	1518	n_i [r/min]	2557.8	n_i [r/min]	3933.6	Velocidad de giro del aro interior
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	Velocidad de giro del aro exterior
	Calcular		Calcular		Calcular	
f_i [Hz]	25.3	f_i [Hz]	42.6	f_i [Hz]	65.6	Frecuencia de giro del aro interior
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	Frecuencia de giro del aro exterior
f_c [Hz]	10	f_c [Hz]	16.9	f_c [Hz]	26	Frecuencia de giro de la jaula
f_r [Hz]	58.5	f_r [Hz]	98.5	f_r [Hz]	152	Frecuencia de giro de las bolas
Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales		
f_{ip} [Hz]	137	f_{ip} [Hz]	232	f_{ip} [Hz]	356	Frecuencia de defecto en aro exterior
f_{ep} [Hz]	90.3	f_{ep} [Hz]	152	f_{ep} [Hz]	234	
f_{rp} [Hz]	117	f_{rp} [Hz]	197	f_{rp} [Hz]	303	

Figura 9.45. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

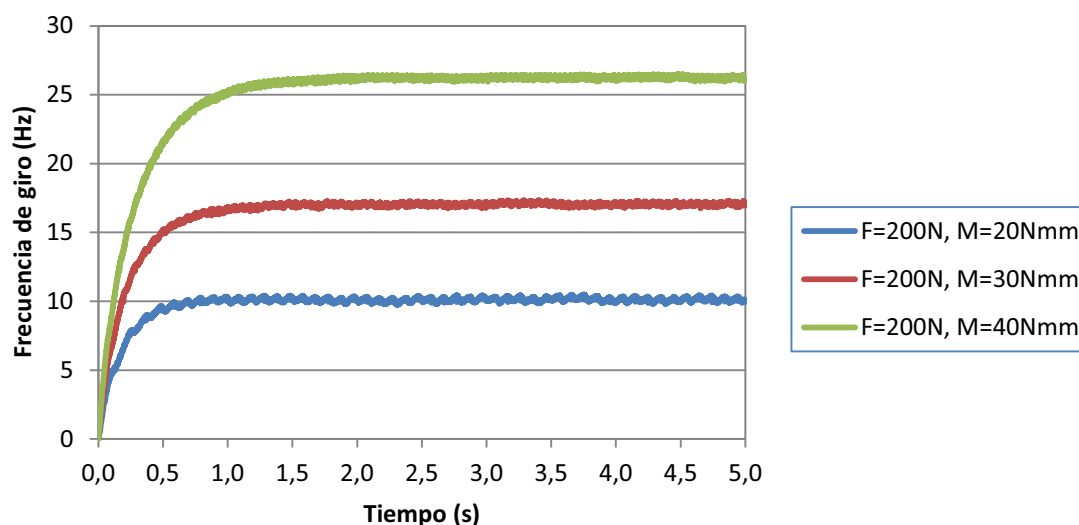


Figura 9.46. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1,30%.

Tabla 9.26. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F200M20	607,80	10,13	10,00	1,30
F200M30	1024,20	17,07	16,90	1,01
F200M40	1575,60	26,26	26,00	1,00

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

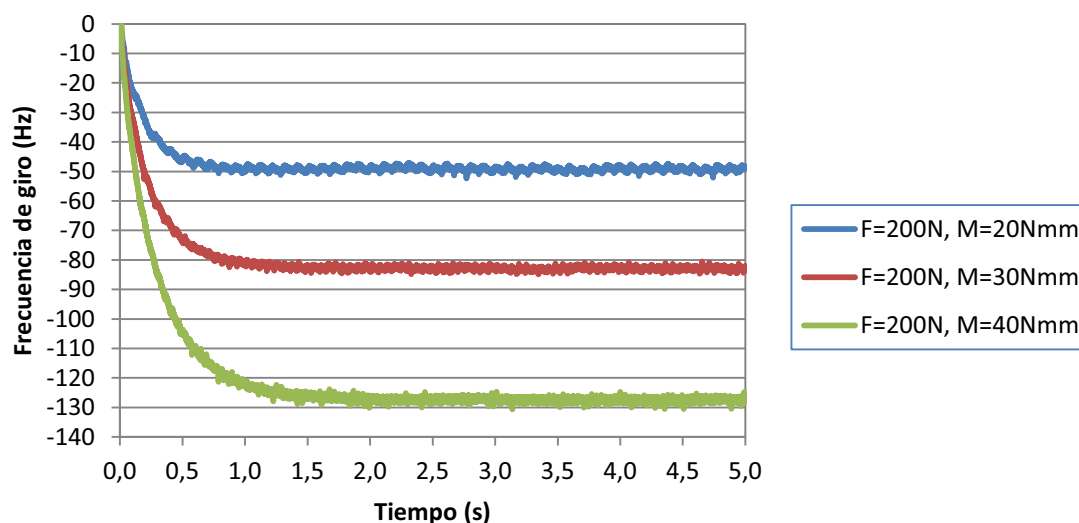


Figura 9.47. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16,26% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje). Además los parámetros definidos para el contacto entre las bolas y la jaula son los que nos da el software por defecto.

Tabla 9.27. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F200M20	2945,40	49,09	58,50	16,09
F200M30	4963,80	82,73	98,50	16,01
F200M40	7637,40	127,29	152,00	16,26

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones realizado haciendo uso del cálculo de la transformada rápida de Fourier (FFT) que nos permite calcular el software ADAMS, para poder detectar las zonas de vibración del rodamiento explicadas en el capítulo V.

Para el par aplicado de 20Nmm se detecta la BPFO y seis armónicos,

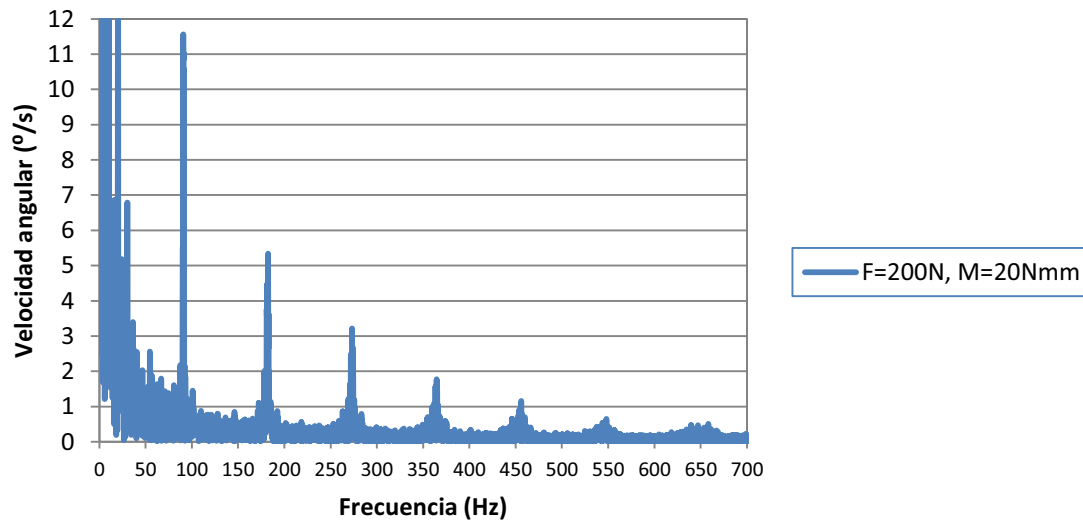


Figura 9.48. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 20Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.49.

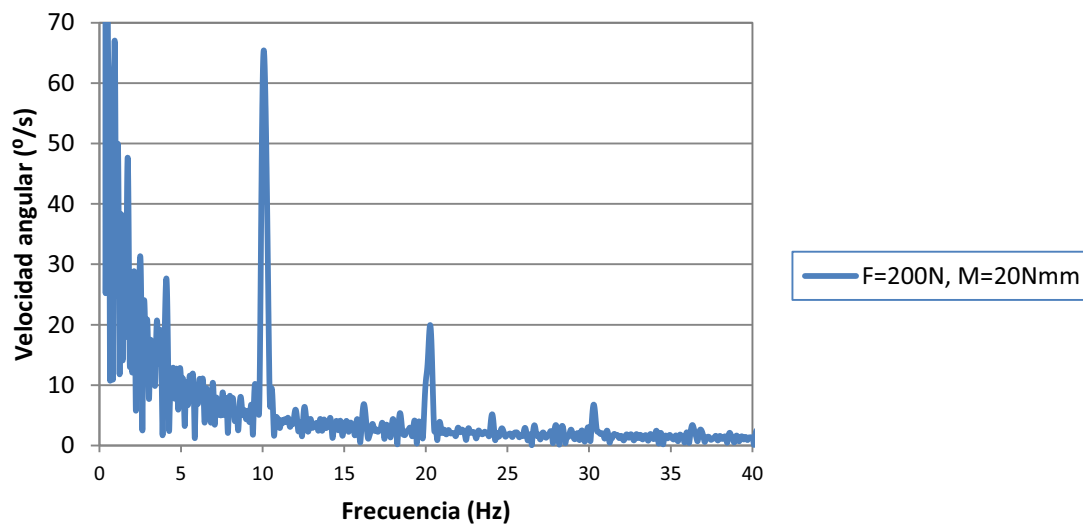


Figura 9.49. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 20Nmm sobre el aro interno.

Para el para aplicado de 30Nmm se detecta la BPFO y cuatro armónicos,

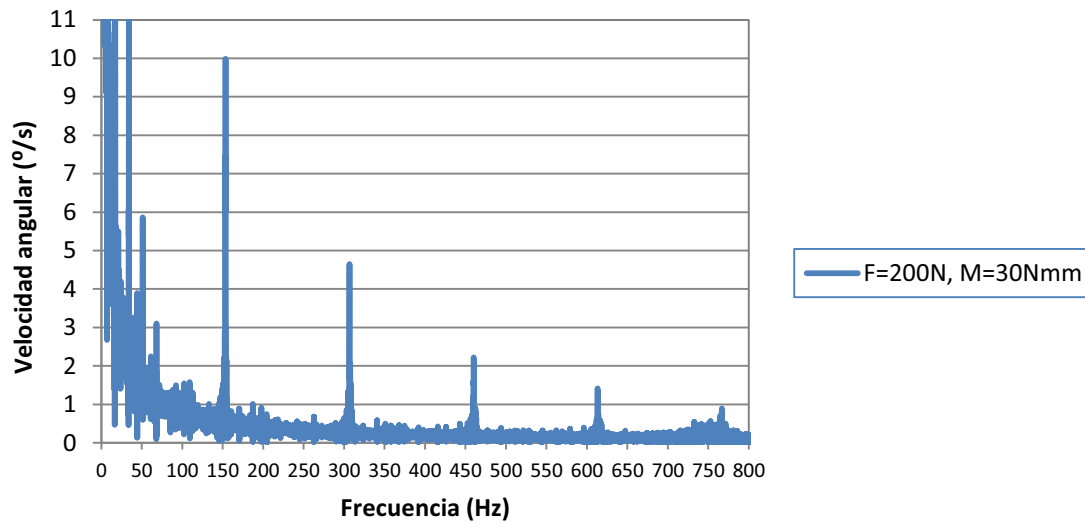


Figura 9.50. BPFO cuando se aplica una carga rdial de 200N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.51.

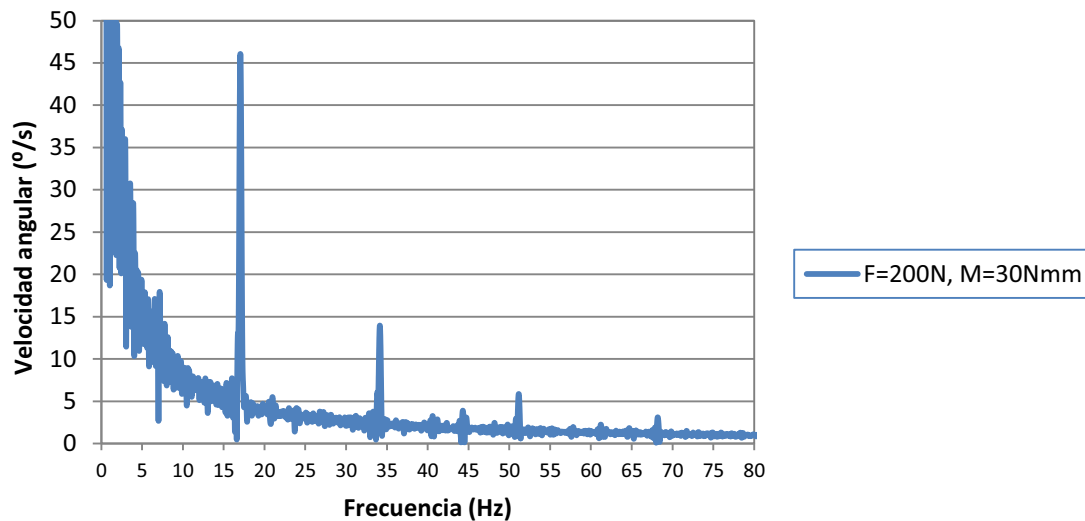


Figura 9.51. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga rdial de 200N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.

Para el para aplicado de 40Nmm se detecta la BPFO y los dos primeros armónicos.

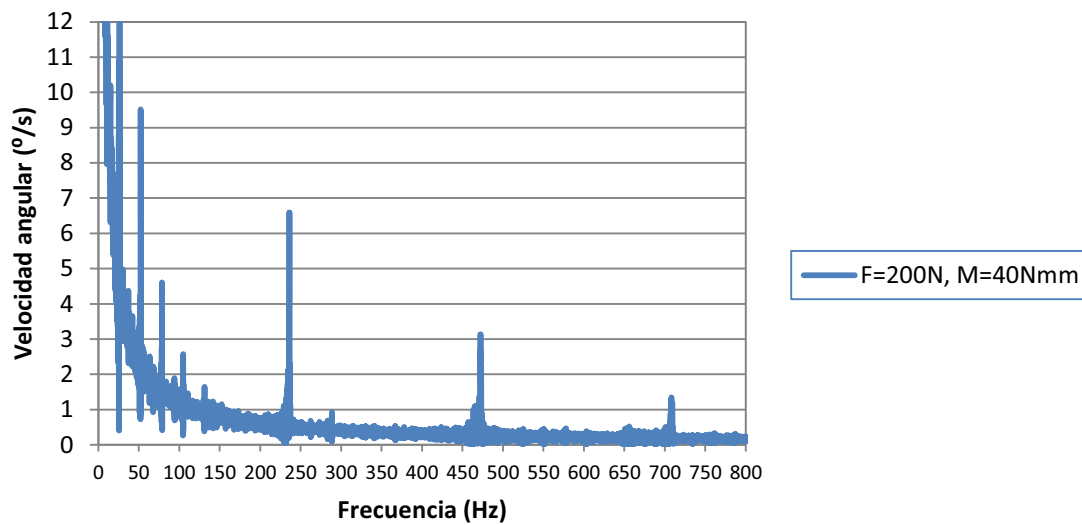


Figura 9.52. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.53.

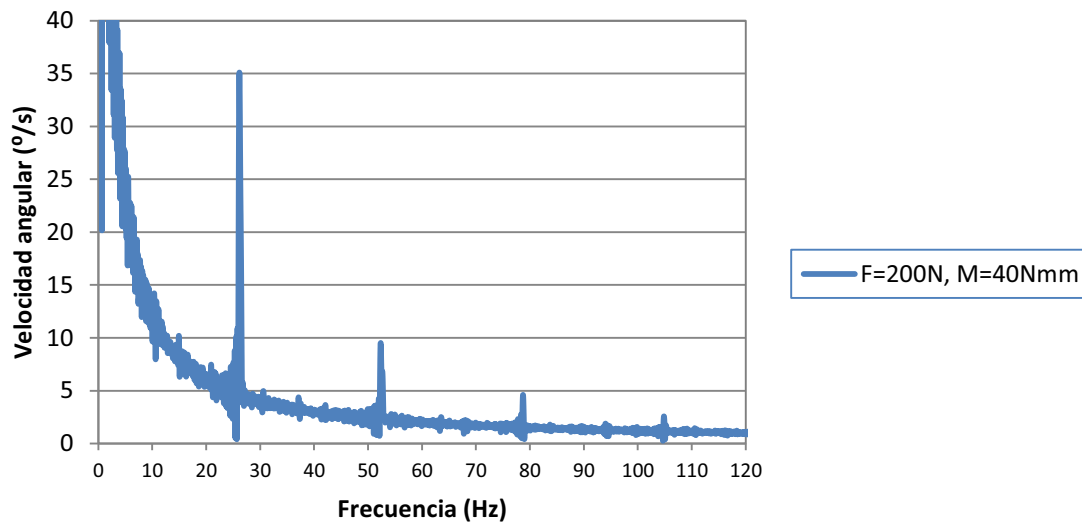


Figura 9.53. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 200N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

La siguiente tabla muestra el valor de la BPFO como resultado de la FFT realizada sobre la velocidad de giro del aro interior obtenida en la simulación y el valor de la BPFO que nos da el fabricante SKF en su página web oficial para el valor de la frecuencia de giro del aro interior dado.

Tabla 9.28. BPFO cuando se aplica una carga radial de 200N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	BPFO		
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F200M20	90,60	90,30	0,33
F200M30	153,00	152,00	0,66
F200M40	236,00	234,00	0,85

También se ha reflejado en la tabla anterior que el error relativo con el que el software Adams nos proporciona la BPFO es del 0,85%, en el peor de los casos.

9.3.2. Carga radial de 300N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 30Nmm, 40Nmm y 50Nmm.

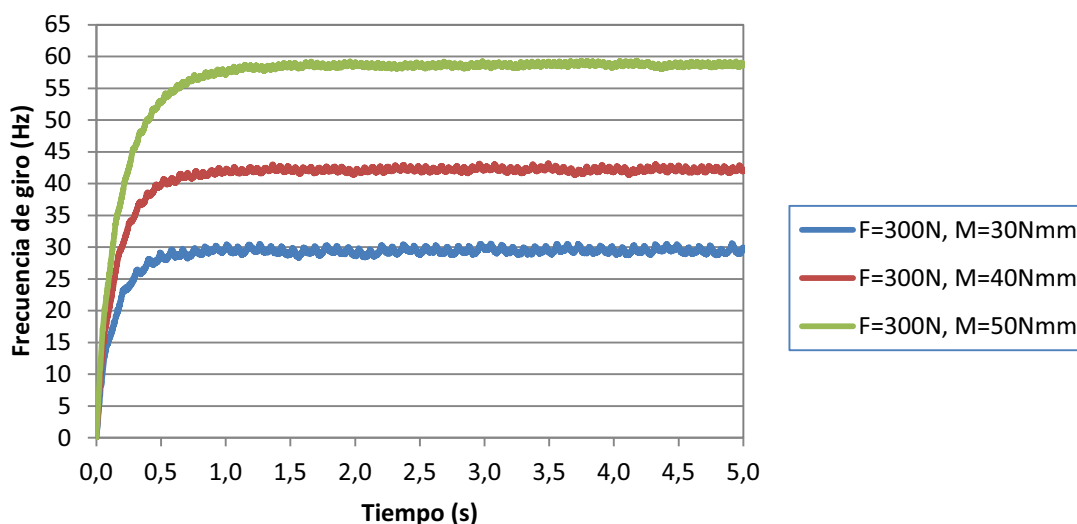


Figura 9.54. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.29. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 300N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F300M30	1767,60	29,46
F300M40	2532,60	42,21
F300M50	3522,00	58,70

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206			Rodamiento 6206			Rodamiento 6206		
d [mm]	30		d [mm]	30		d [mm]	30	
D [mm]	62		D [mm]	62		D [mm]	62	
Dimensiones del rodamiento								
n_i [r/min]	1767.6		n_i [r/min]	2532.6		n_i [r/min]	3522	
n_e [r/min]	0		n_e [r/min]	0		n_e [r/min]	0	
Velocidad de giro del aro interior								
Velocidad de giro del aro exterior								
f_i [Hz]	29.5		f_i [Hz]	42.2		f_i [Hz]	58.7	
f_e [Hz]	0		f_e [Hz]	0		f_e [Hz]	0	
f_c [Hz]	11.7		f_c [Hz]	16.7		f_c [Hz]	23.3	
f_r [Hz]	68.1		f_r [Hz]	97.6		f_r [Hz]	136	
Frecuencia de giro del aro interior								
Frecuencia de giro del aro exterior								
Frecuencia de giro de la jaula								
Frecuencia de giro de las bolas								
Frecuencias de daños potenciales			Frecuencias de daños potenciales			Frecuencias de daños potenciales		
f_{ip} [Hz]	160		f_{ip} [Hz]	229		f_{ip} [Hz]	319	
f_{ep} [Hz]	105		f_{ep} [Hz]	151		f_{ep} [Hz]	209	
f_{rp} [Hz]	136		f_{rp} [Hz]	195		f_{rp} [Hz]	271	
Frecuencia de defecto en aro exterior								

Figura 9.55. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

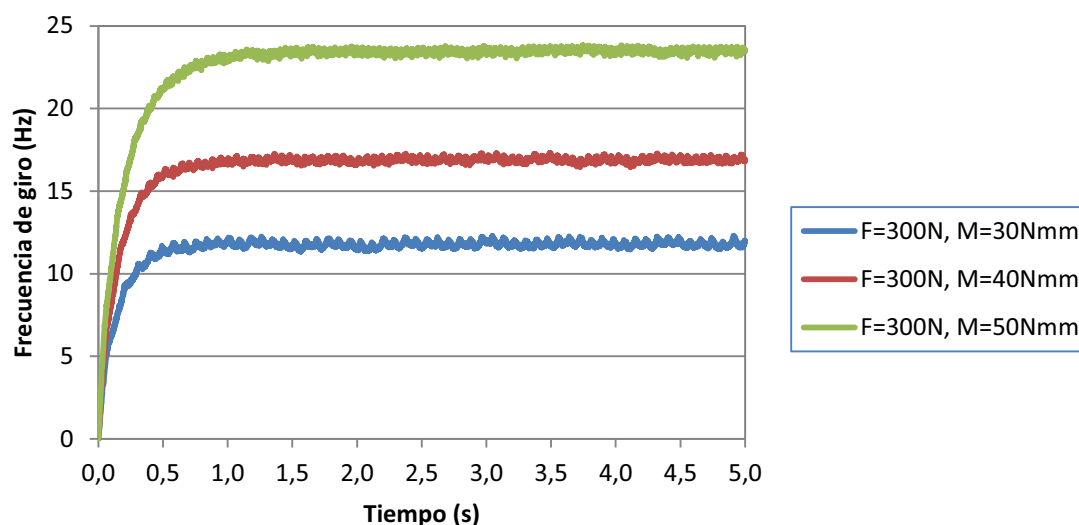


Figura 9.56. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1,20%.

Tabla 9.30. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F300M30	708,00	11,80	11,70	0,85
F300M40	1014,00	16,90	16,70	1,20
F300M50	1410,00	23,50	23,30	0,86

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

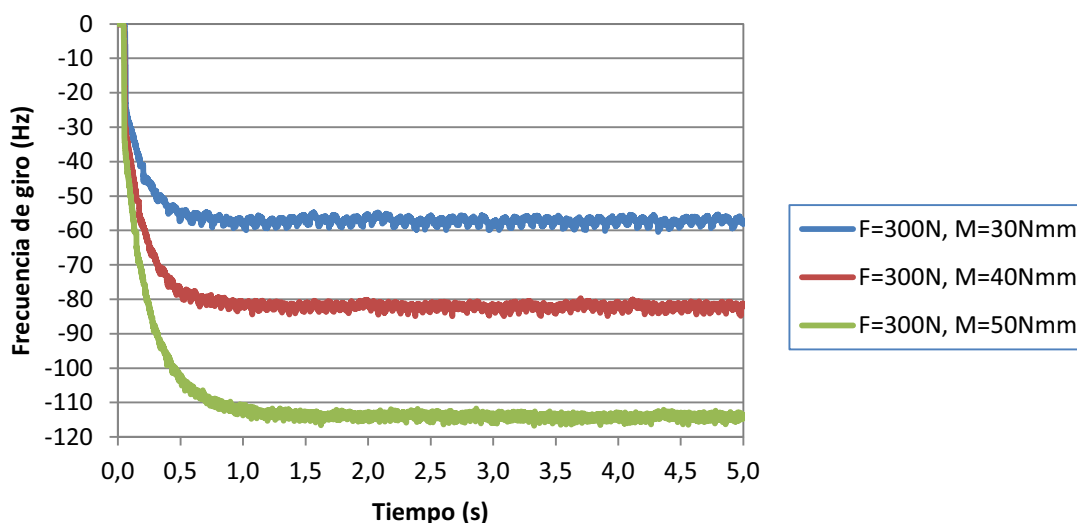


Figura 9.57. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16.08% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje). Además los parámetros definidos para el contacto entre las bolas y la jaula son los que nos da el software por defecto.

Tabla 9.31. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 300N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F300M30	3429,00	57,15	68,10	16,08
F300M40	4920,60	82,01	97,60	15,97
F300M50	6849,60	114,16	136,00	16,06

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones realizado haciendo uso del cálculo de la transformada rápida de Fourier (FFT) que nos permite calcular el software ADAMS, para poder detectar las zonas de vibración del rodamiento explicadas en el capítulo V.

Para el par aplicado de 30Nmm se detecta la BPFO y al menos sus cuatro primeros armónicos se distinguen perfectamente,

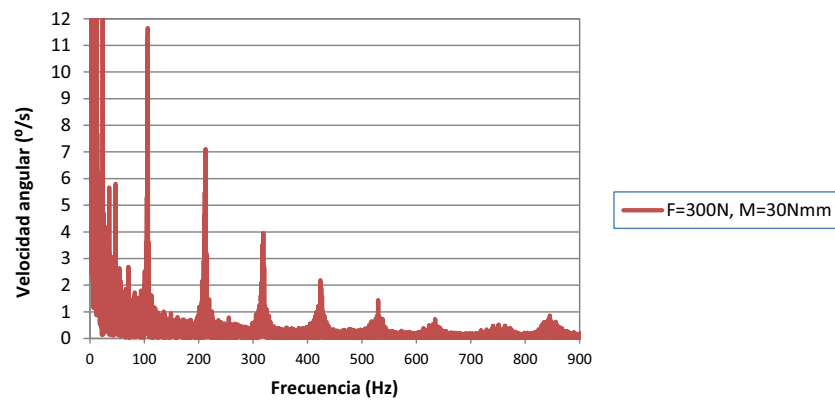


Figura 9.58. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.

,y también la frecuencia de giro de la jaula y tres de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.59.

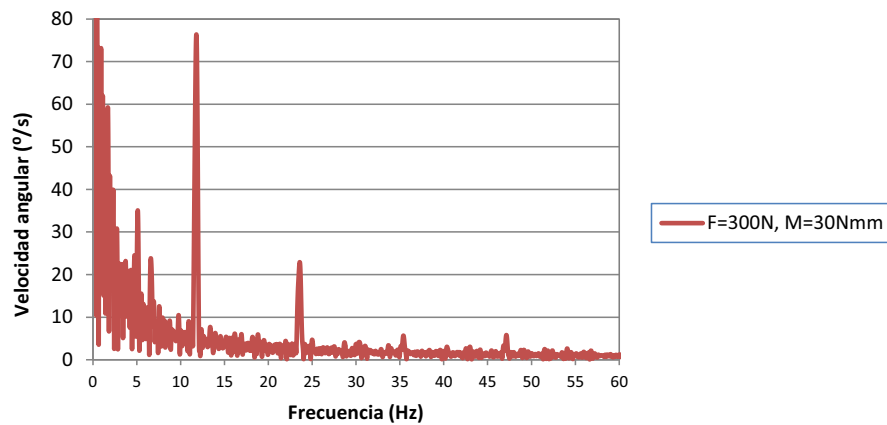


Figura 9.59. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 30Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 40Nmm se detecta la BPFO y sus cinco primeros armónicos.

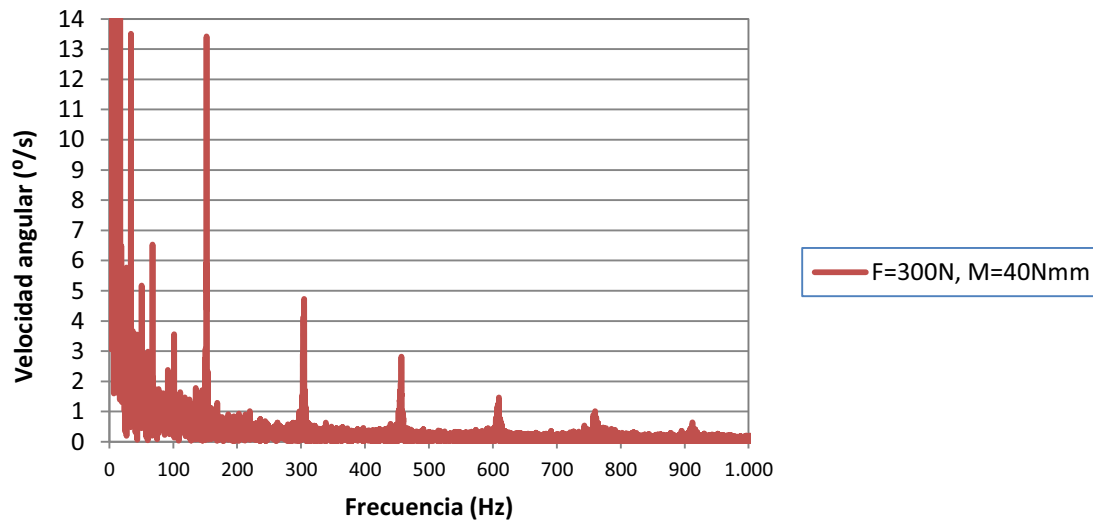


Figura 9.60. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

y también la frecuencia de giro de la jaula y tres de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.61.

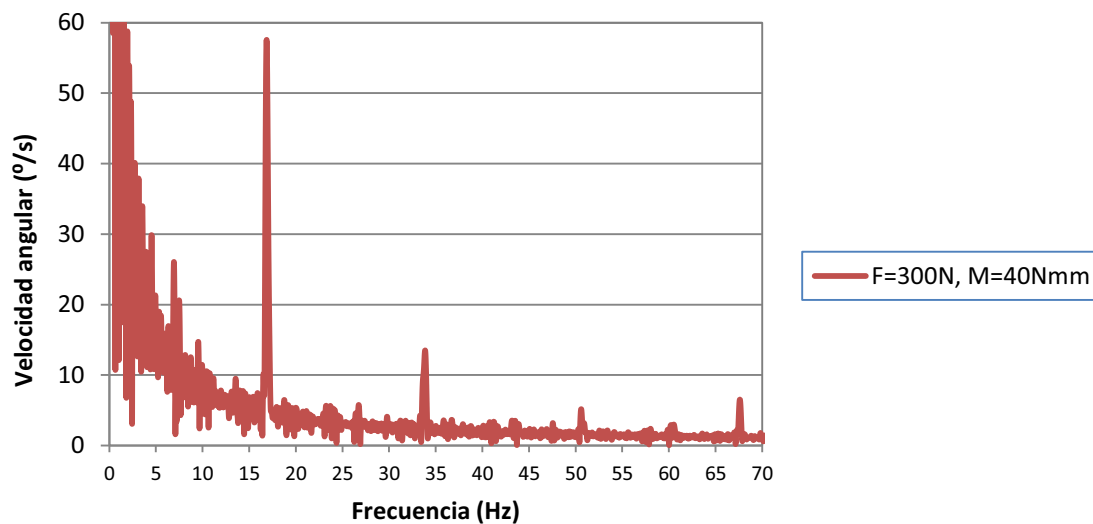


Figura 9.61. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 50Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos.

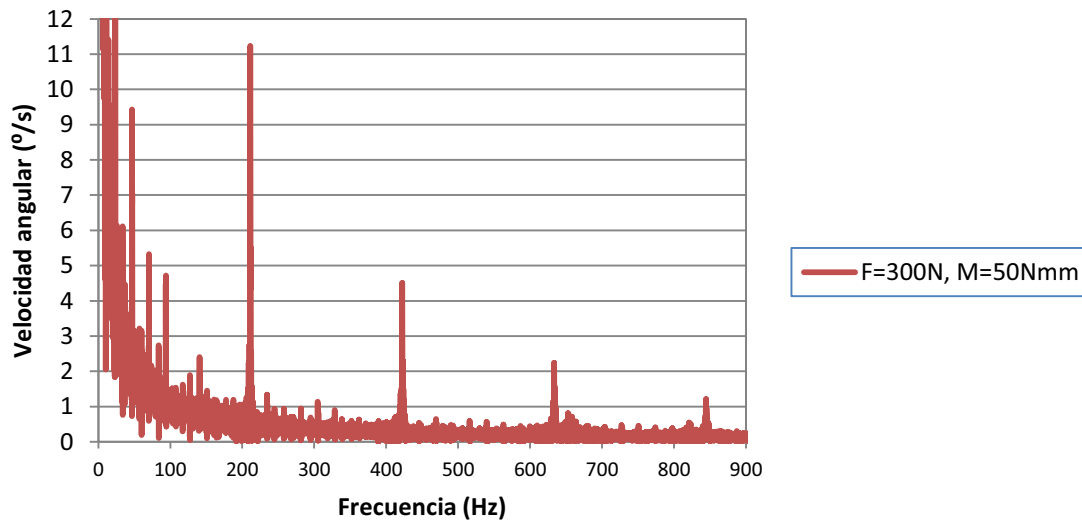


Figura 9.62. BPFO cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.

y también la frecuencia de giro de la jaula y tres de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.63.

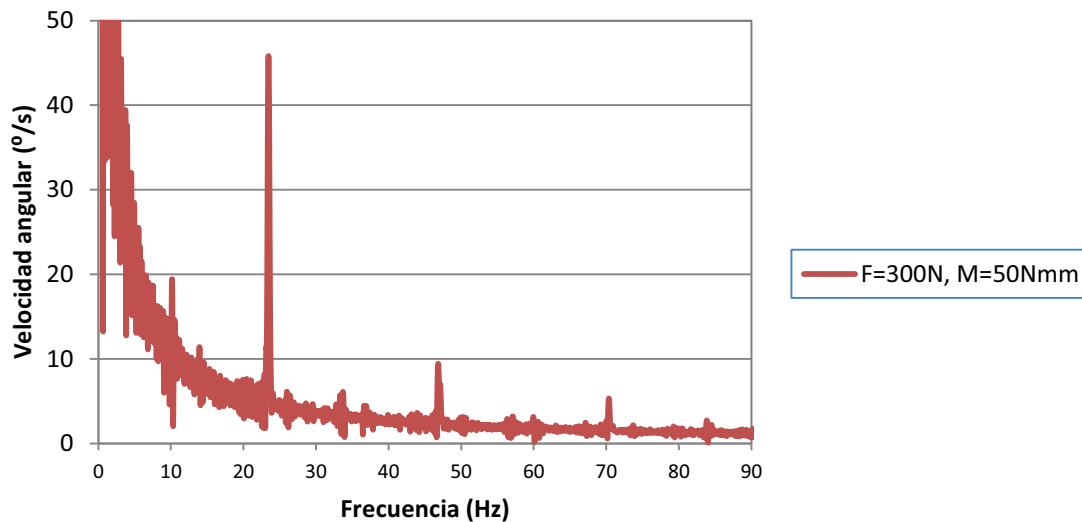


Figura 9.63. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 300N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.

La siguiente tabla muestra el valor de la BPFO obtenido mediante la FFT realizada sobre la velocidad de giro del aro interior obtenida en la simulación y el valor de la BPFO que nos da el fabricante SKF en su página web oficial para el valor de la frecuencia de giro del aro interior dado.

Tabla 9.32. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.

CARGA RADIAL Y PAR	BPFO		
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F300M30	106,00	105,00	0,95
F300M40	152,00	151,00	0,66
F300M50	211,00	209,00	0,96

También se ha reflejado en la tabla anterior que el error relativo con el que el software ADAMS nos proporciona la BPFO es del 0,96%, en el peor de los casos, lo cual nos da una idea de lo que se aproxima el modelo a la realidad.

9.3.3. Carga radial de 400N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 40Nmm, 50Nmm y 60Nmm.

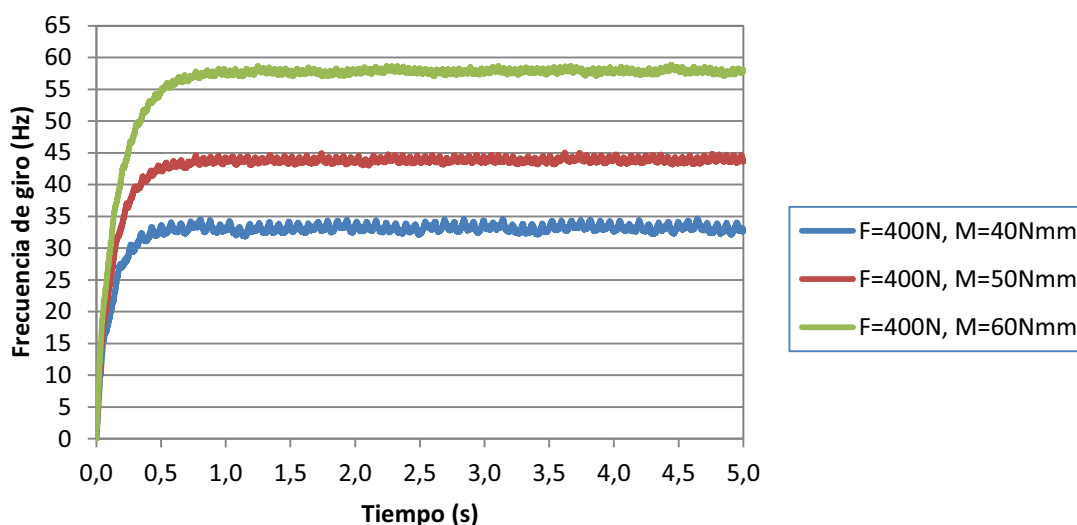


Figura 9.64. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.33. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 400N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F400M40	1991,40	33,19
F400M50	2632,80	43,88
F400M60	3470,40	57,84

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

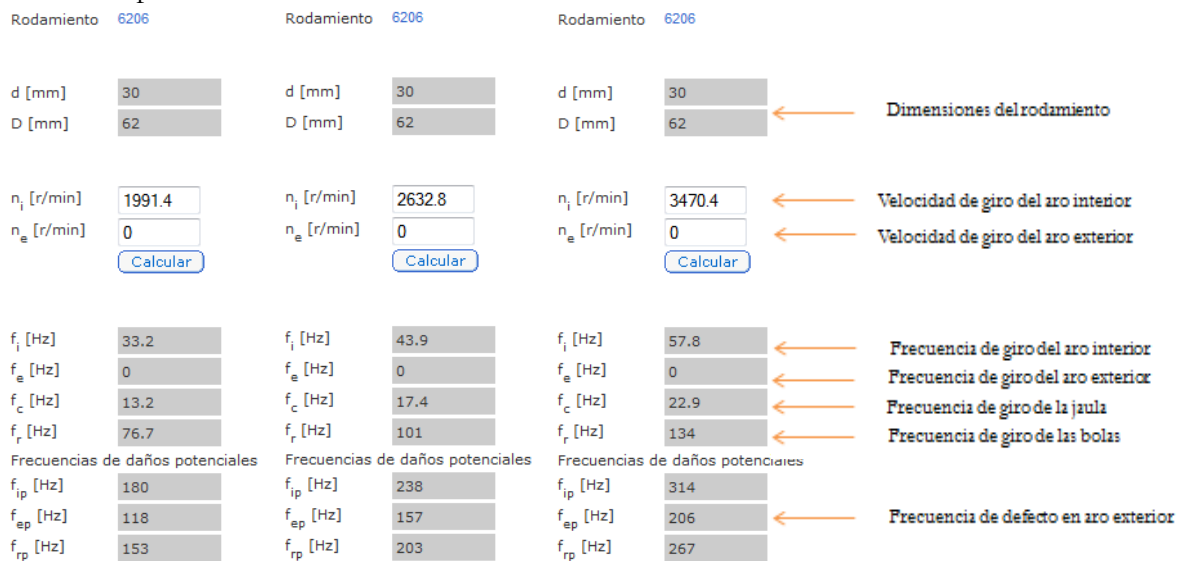


Figura 9.65. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

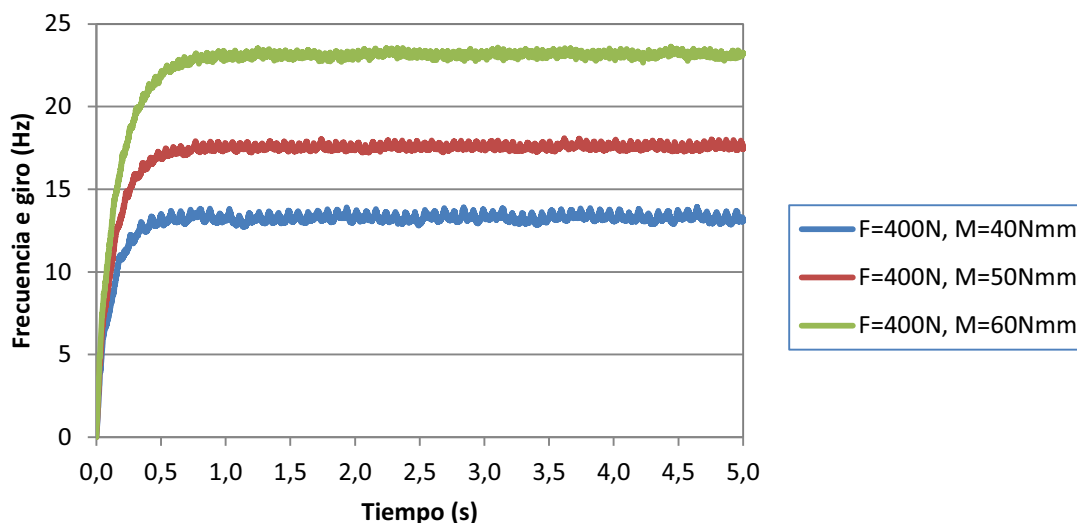


Figura 9.66. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.14%.

Tabla 9.34. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F400M40	797,40	13,29	13,20	0,68
F400M50	1054,20	17,57	17,40	0,98
F400M60	1389,60	23,16	22,90	1,14

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

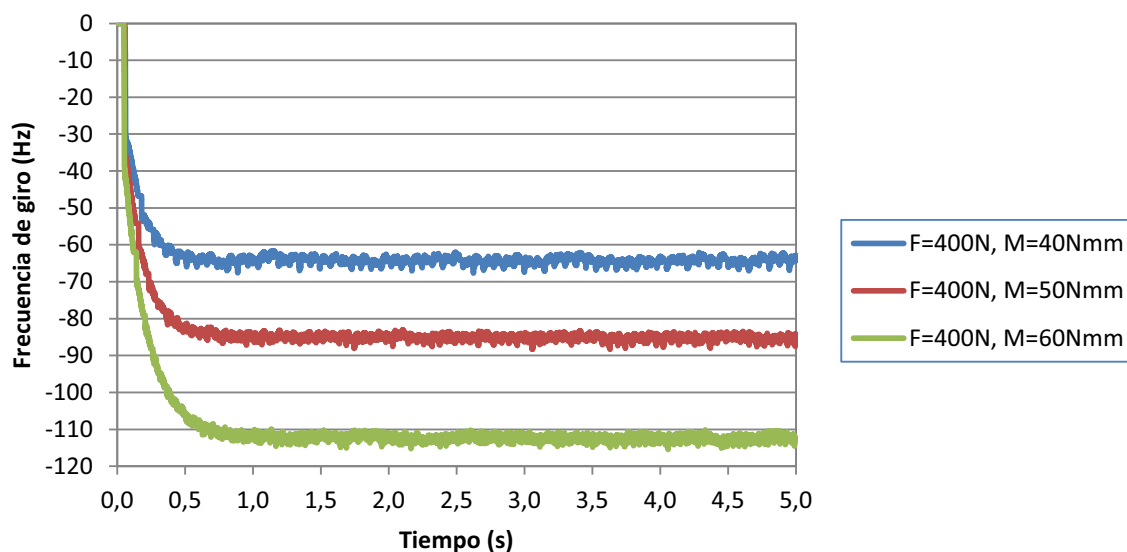


Figura 9.67. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16.19% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje). Además los parámetros definidos para el contacto entre las bolas y la jaula son los que nos da el software por defecto.

Tabla 9.35. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F400M40	3856,80	64,28	76,70	16,19
F400M50	5113,20	85,22	101,00	15,62
F400M60	6741,00	112,35	134,00	16,16

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones realizado haciendo uso del cálculo de la transformada rápida de Fourier (FFT) que nos permite calcular el software ADAMS, para poder detectar las zonas de vibración del rodamiento explicadas en el capítulo V.

Para el par aplicado de 40Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos.

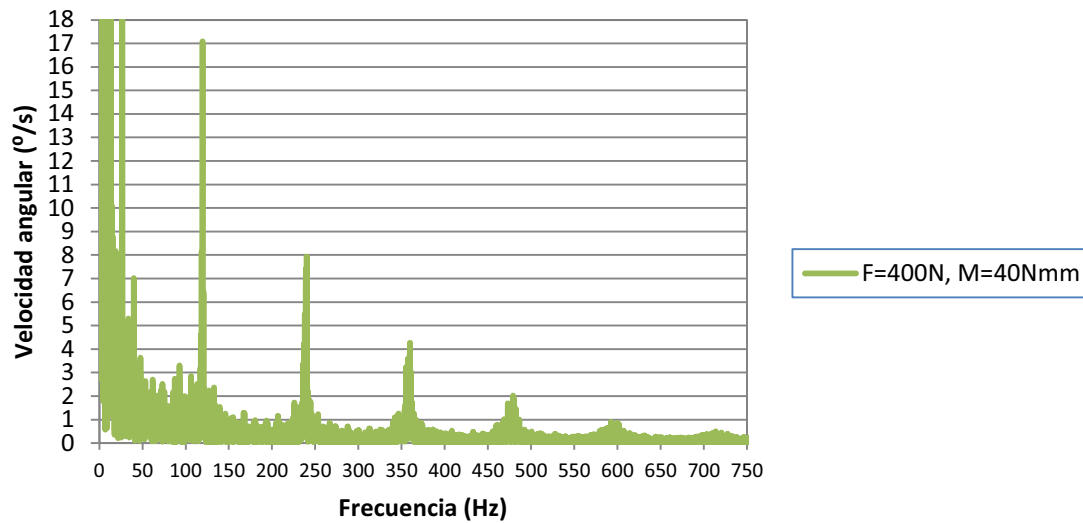


Figura 9.68. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.69.

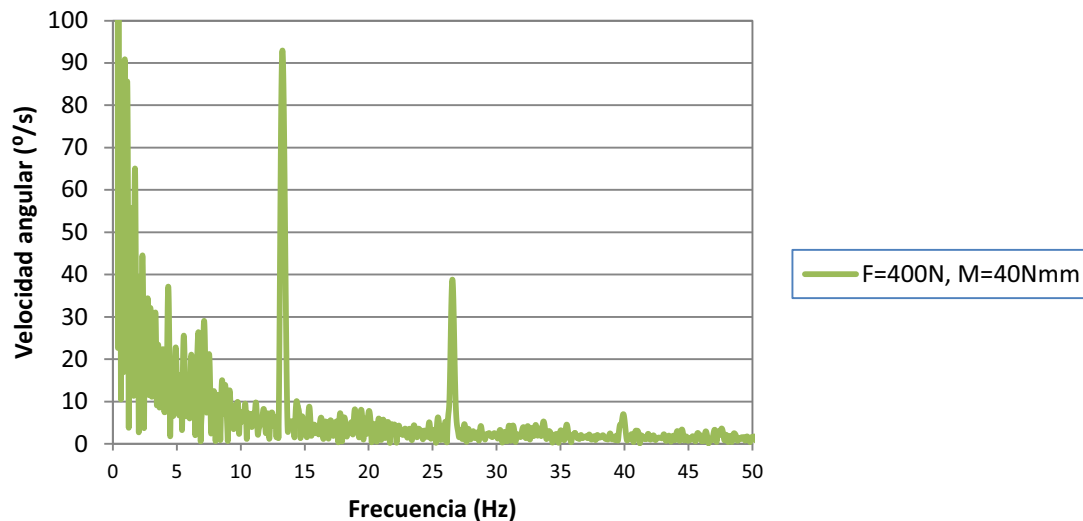


Figura 9.69. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 40Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 50Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos.

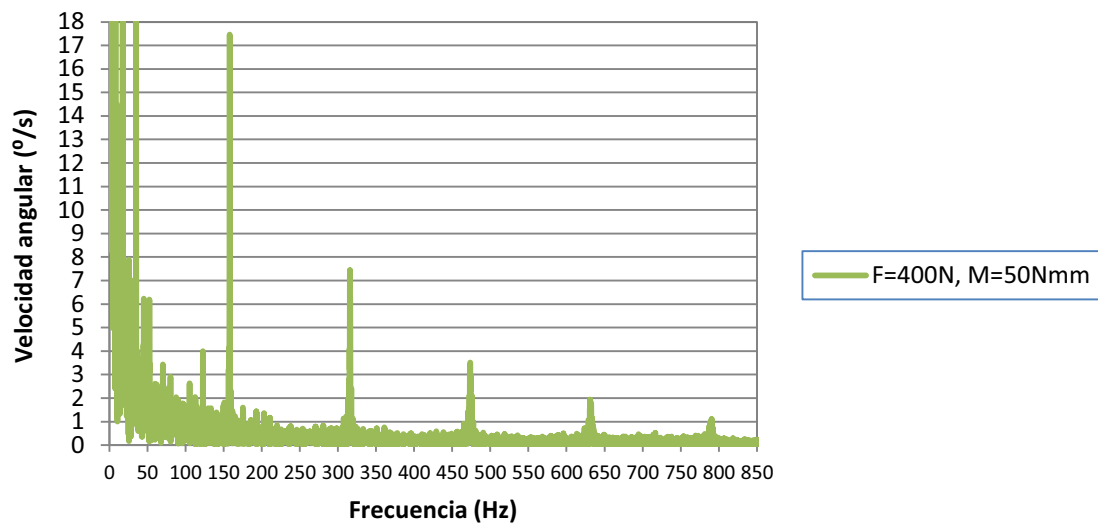


Figura 9.70. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y tres de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.71.

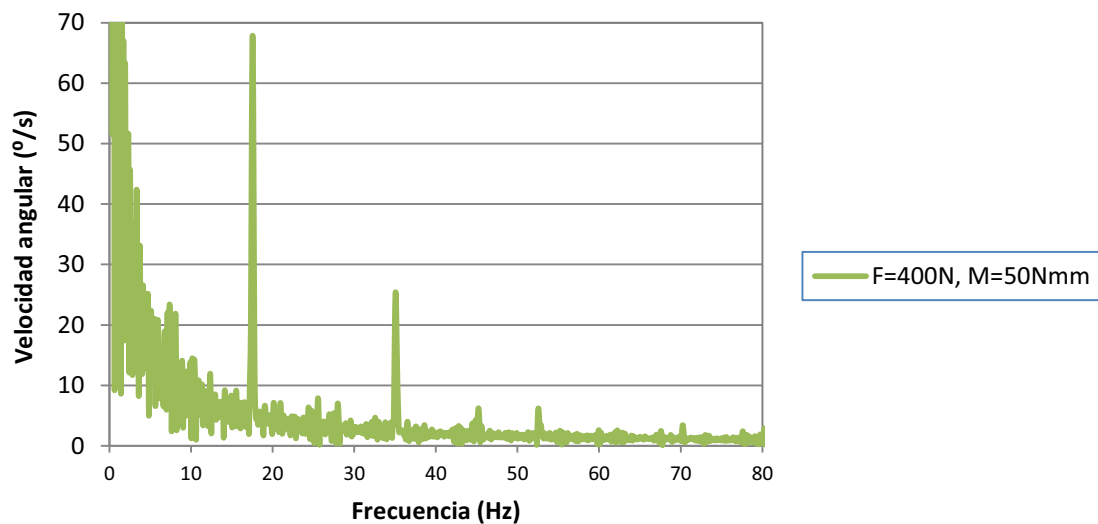


Figura 9.71. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 50Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 60Nmm se detecta la BPFO y sus cuatro primeros armónicos,

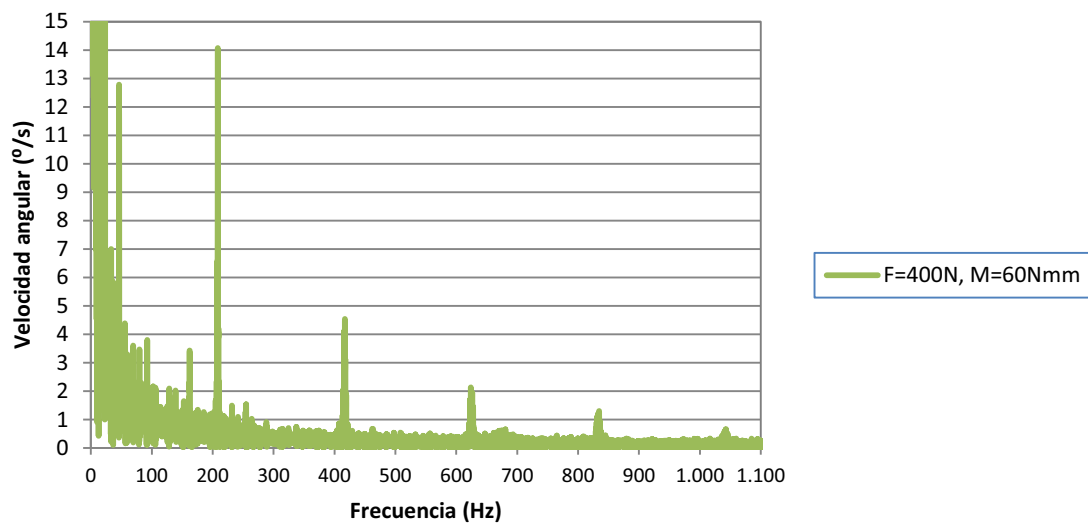


Figura 9.72. BPFO cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.

,y también la frecuencia de giro de la jaula y uno de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.73.

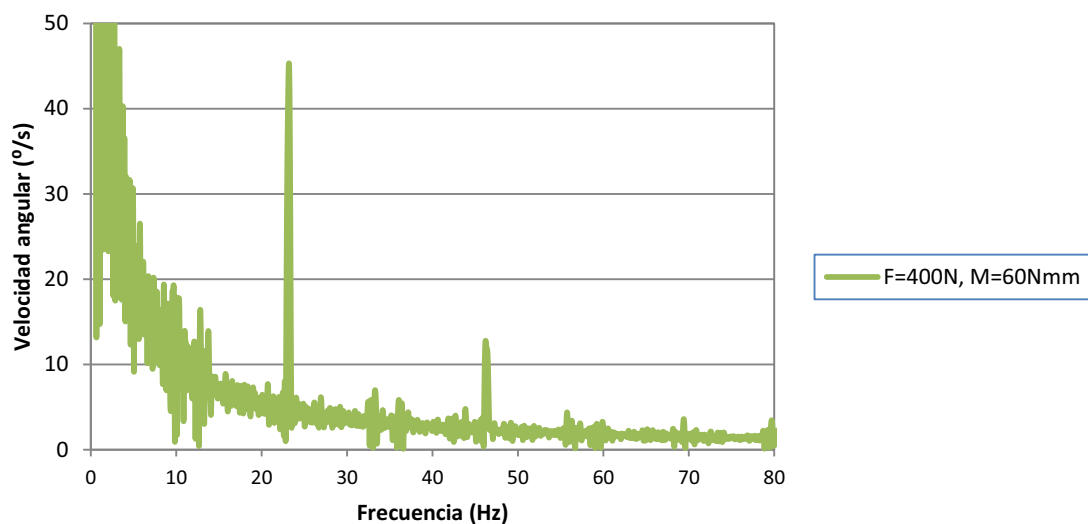


Figura 9.73. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 400N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.

La siguiente tabla muestra el valor de la BPFO obtenida mediante la FFT realizada sobre la velocidad de giro del aro interior que nos proporciona la simulación y el valor de la BPFO que nos da el fabricante SKF en su página web oficial para el valor de la frecuencia de giro del aro interior dado.

Tabla 9.36. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.

CARGA RADIAL Y PAR	BPFO		
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F400M40	120,00	118,00	1,69
F400M50	158,00	157,00	0,64
F400M60	208,00	206,00	0,97

También se ha reflejado en la tabla anterior que el error relativo con el que el software Adams nos proporciona la BPFO es del 1.69%, en el peor de los casos, lo cual nos da una idea de lo que se aproxima el modelo a la realidad.

9.3.4. Carga radial de 600N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 40Nmm, 50Nmm y 60Nmm.

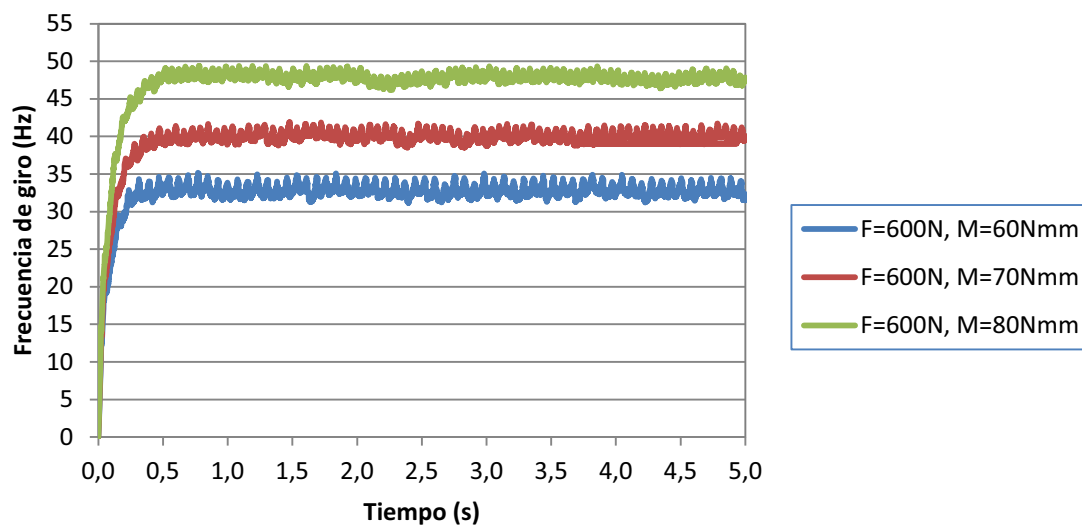


Figura 9.74 Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.37. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 600N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F600M60	1964,40	32,74
F600M70	2395,80	39,93
F600M80	2864,40	47,74

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

Rodamiento 6206		Rodamiento 6206		Rodamiento 6206	
d [mm]	30	d [mm]	30	d [mm]	30
D [mm]	62	D [mm]	62	D [mm]	62
Dimensiones del rodamiento					
n_i [r/min]	1964.4	n_i [r/min]	2395.8	n_i [r/min]	2864.4
n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0	n_e [r/min]	0
Calcular		Calcular		Calcular	
Velocidad de giro del aro interior					
Velocidad de giro del aro exterior					
f_i [Hz]	32.7	f_i [Hz]	39.9	f_i [Hz]	47.7
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	0
f_c [Hz]	13	f_c [Hz]	15.8	f_c [Hz]	18.9
f_r [Hz]	75.7	f_r [Hz]	92.3	f_r [Hz]	110
Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales		Frecuencias de daños potenciales	
f_{ip} [Hz]	178	f_{ip} [Hz]	217	f_{ip} [Hz]	259
f_{ep} [Hz]	117	f_{ep} [Hz]	142	f_{ep} [Hz]	170
f_{rp} [Hz]	151	f_{rp} [Hz]	185	f_{rp} [Hz]	221
Frecuencia de defecto en aro exterior					

Figura 9.75. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

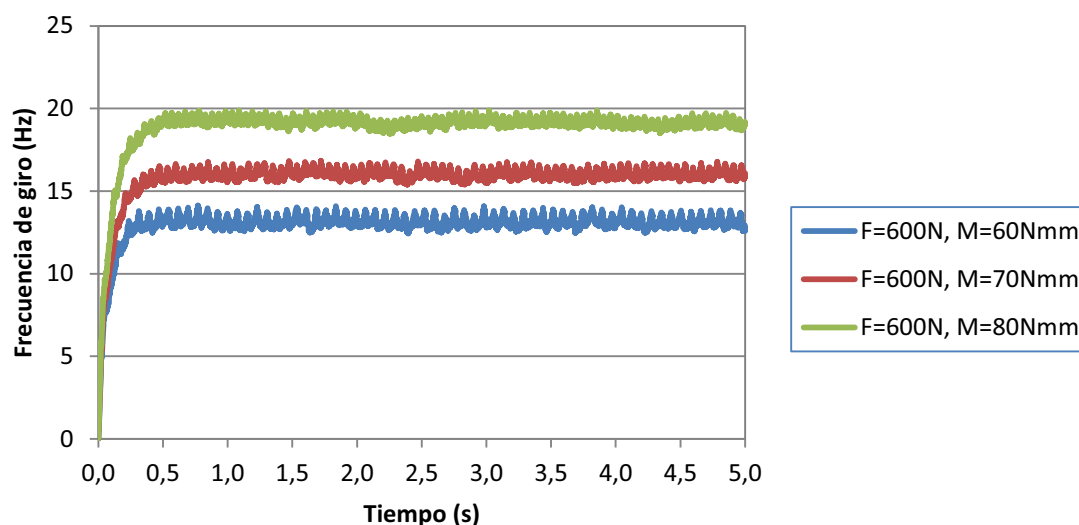


Figura 9.76. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.20%.

Tabla 9.38. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F600M60	786,60	13,11	13,00	0,85
F600M70	959,40	15,99	15,80	1,20
F600M80	1146,60	19,11	18,90	1,11

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

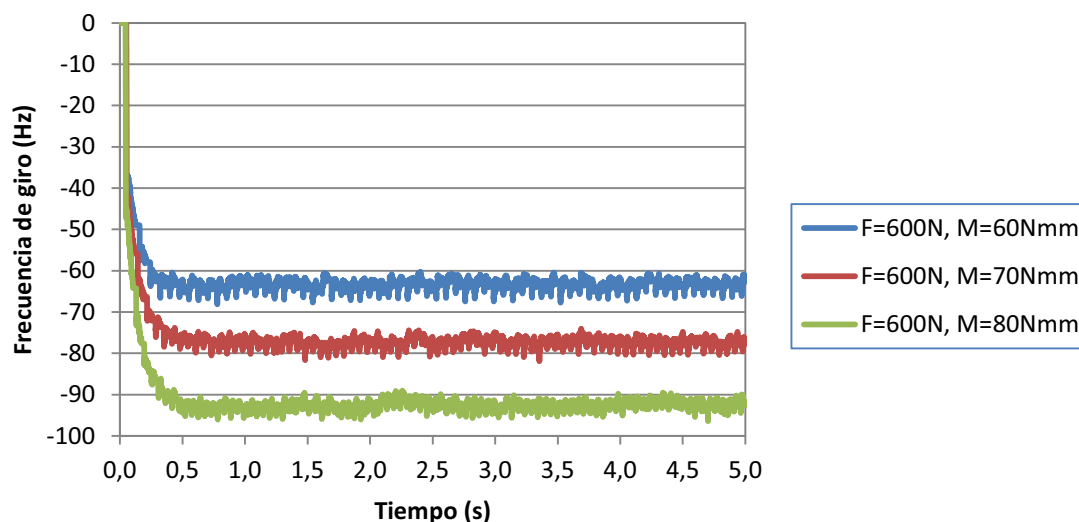


Figura 9.77. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con ADAMS posee un error relativo del 16.84% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje). Además los parámetros definidos para el contacto entre las bolas y la jaula son los que nos da el software por defecto.

Tabla 9.39. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 600N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F600M60	3777,00	62,95	75,70	16,84
F600M70	4627,80	77,13	92,30	16,44
F600M80	5576,40	92,94	110,00	15,51

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones realizado haciendo uso del cálculo de la transformada rápida de Fourier (FFT) que nos permite calcular el software ADAMS, para poder detectar las zonas de vibración del rodamiento explicadas en el capítulo V.

Para el par aplicado de 40Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos,

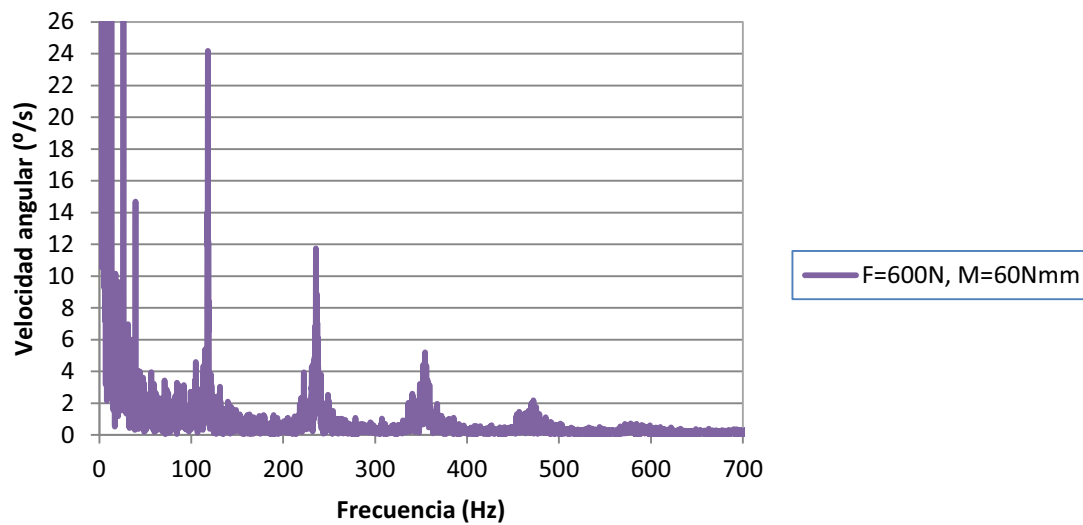


Figura 9.78. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.79.

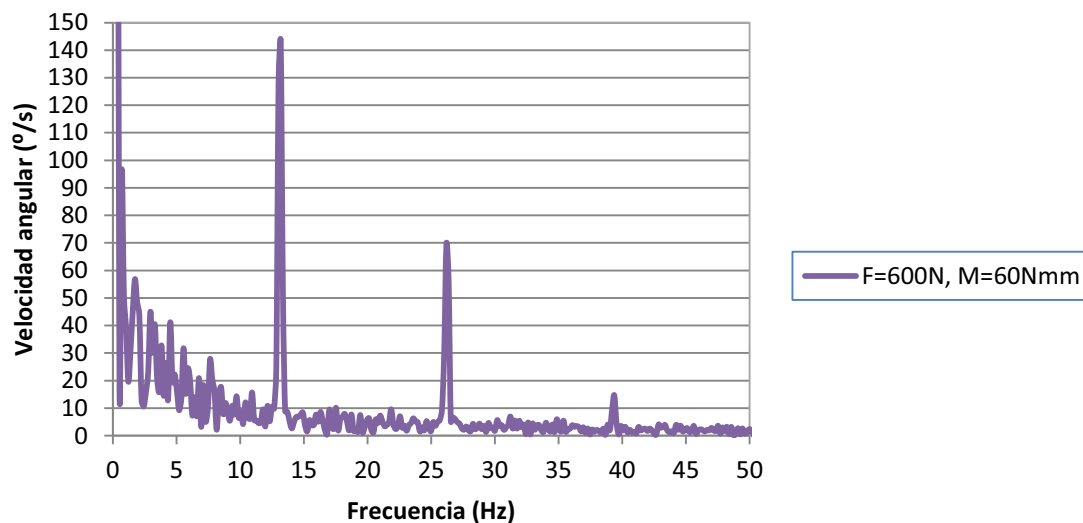


Figura 9.79. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 60Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 50Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos.

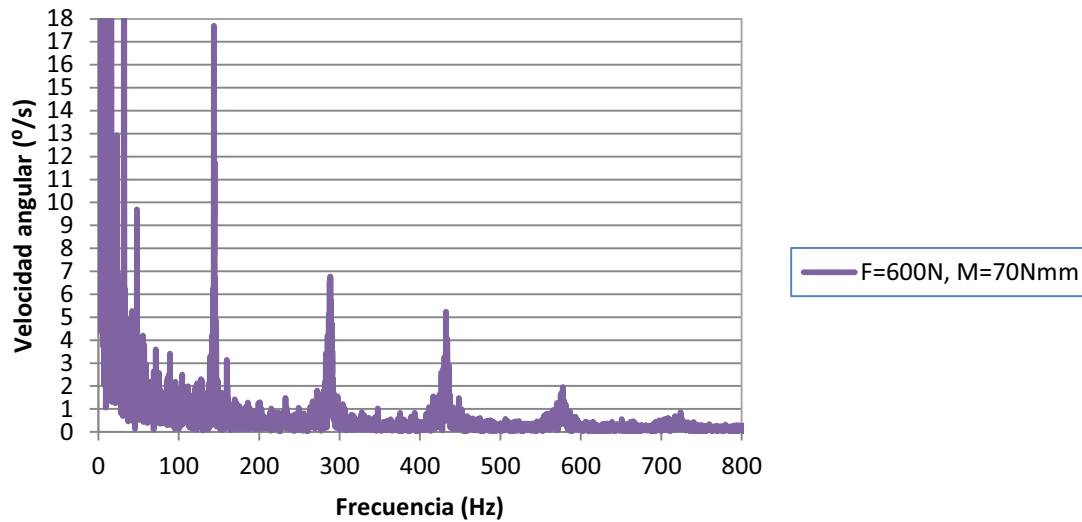


Figura 9.80. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 70Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.81.

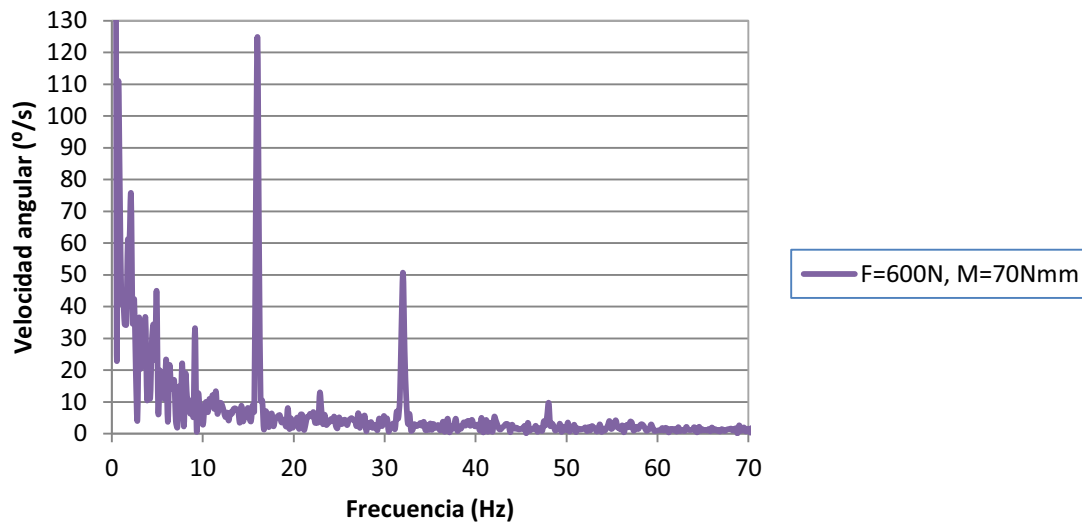


Figura 9.81. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 70Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 60Nmm se detecta la BPFO y sus cuatro primeros armónicos,

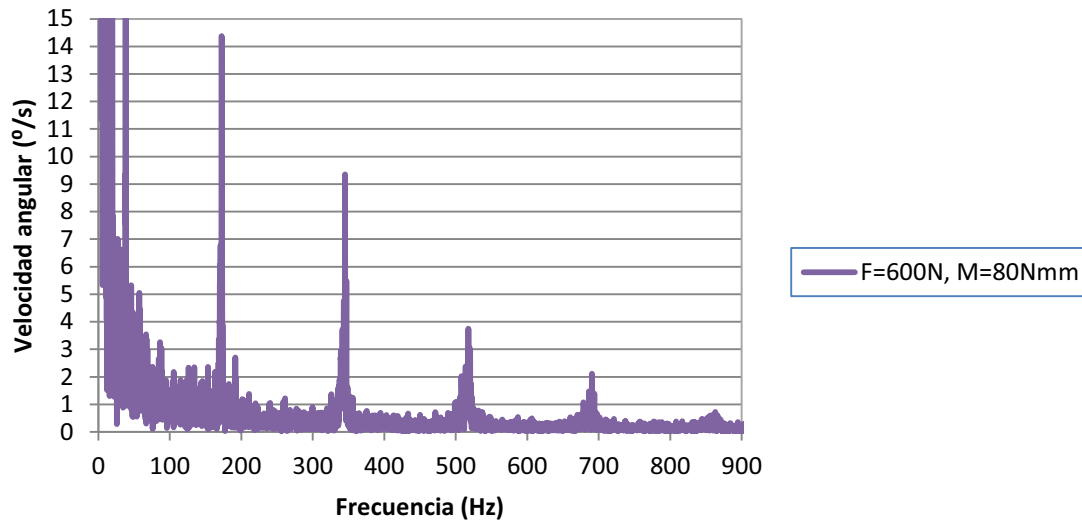


Figura 9.82. BPFO cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.83.

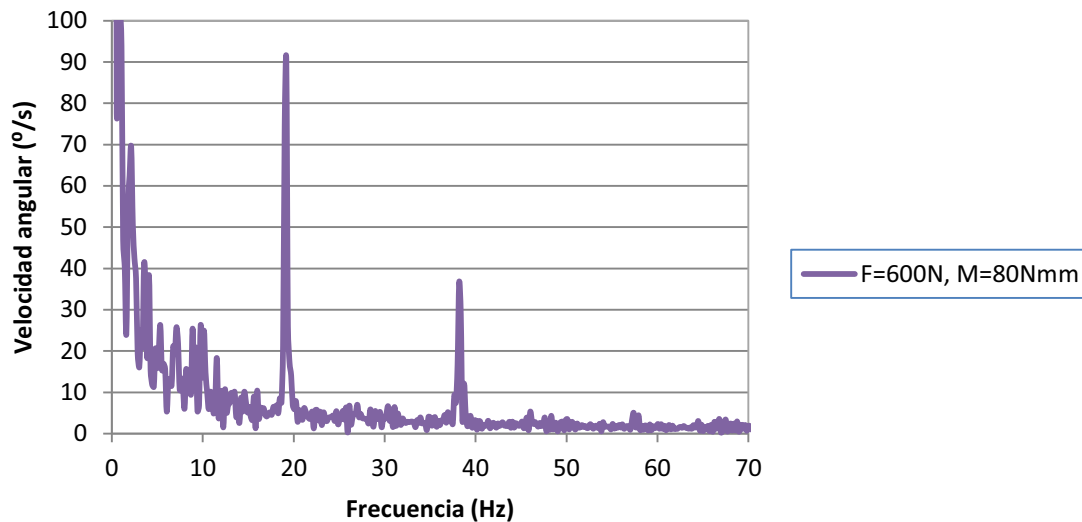


Figura 9.83. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 600N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.

La siguiente tabla muestra el valor de la BPFO obtenido mediante la FFT realizada sobre la velocidad de giro del aro interior obtenida en la simulación y el valor de la BPFO que nos da el fabricante SKF en su página web oficial para el valor de la frecuencia de giro del aro interior dado.

Tabla 9.40. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.

CARGA RADIAL Y PAR	BPFO		
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F600M60	118,00	117,00	0,85
F600M70	143,00	142,00	0,70
F600M80	172,00	170,00	1,18

También se ha reflejado en la tabla anterior que el error relativo con el que el software ADAMS nos proporciona la BPFO es del 1.18%, en el peor de los casos, lo cual nos da una idea de lo que se aproxima el modelo a la realidad.

9.3.5. Carga radial de 800N.

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro del aro interior cuando se aplica una carga radial de 400N sobre el rodamiento, para tres pares de giro diferentes: 40Nmm, 50Nmm y 60Nmm.

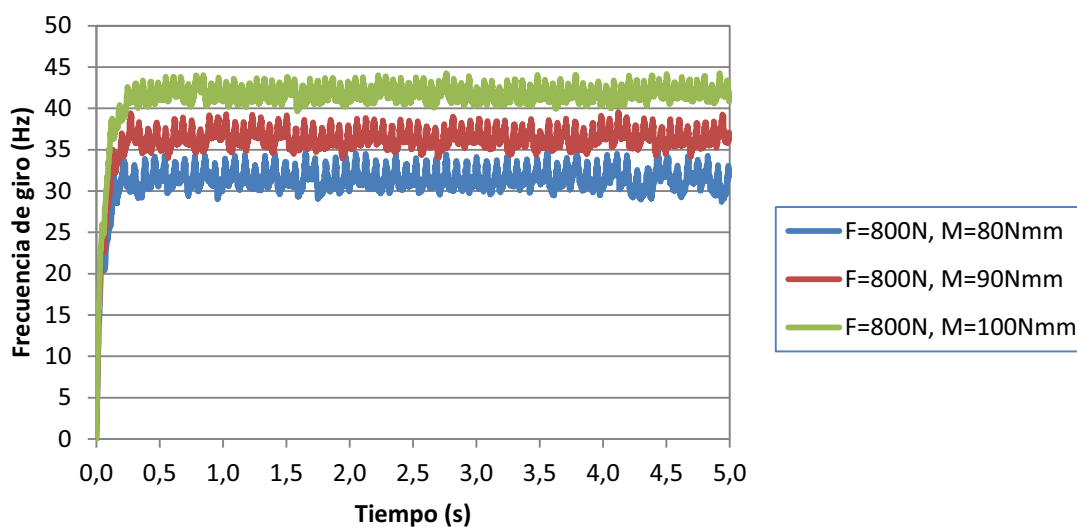


Figura 9.84. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.

En la gráfica se observa que la frecuencia de giro del aro interior aumenta a medida que lo hace el par al que es sometido. Los valores de la frecuencia de giro del aro interior se muestran en la siguiente tabla, en la que también se expresa la velocidad de giro en revoluciones por minuto (r.p.m), ya que son unas unidades típicas cuando se habla de velocidades de giro de rodamientos.

Tabla 9.40. Frecuencia de giro del aro interior sometido a una carga radial de 800N.

CARGA RADIAL Y PAR	Waro	
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)
F800M80	1884,00	31,40
F800M90	2180,40	36,34
F800M100	2501,40	41,69

Con el fin de comprobar si el modelo creado mediante el software ADAMS se comporta como el rodamiento SKF 6206 real, se han extraído de la página web oficial de SKF los datos que se muestran a continuación, los cuales serán comparados con los resultados procedentes de las simulaciones realizadas sobre el modelo.

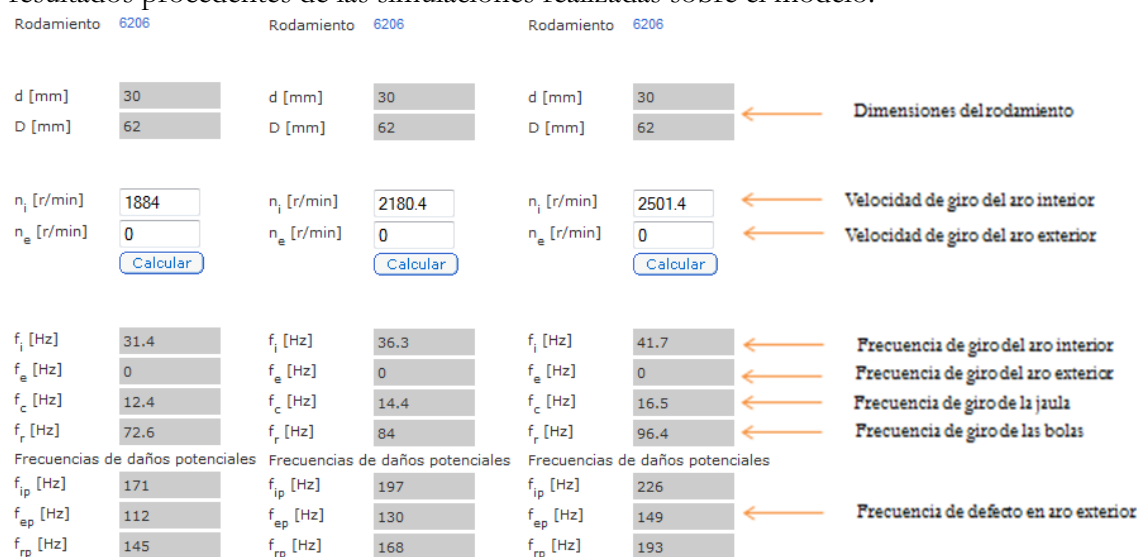


Figura 9.85. Frecuencias del rodamiento 6206 de SKF cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

A continuación se muestra la frecuencia de giro de la jaula, y al igual que en el caso de la frecuencia de giro del aro interior, se puede apreciar que la frecuencia de la jaula aumenta con el par aplicado sobre el aro interior.

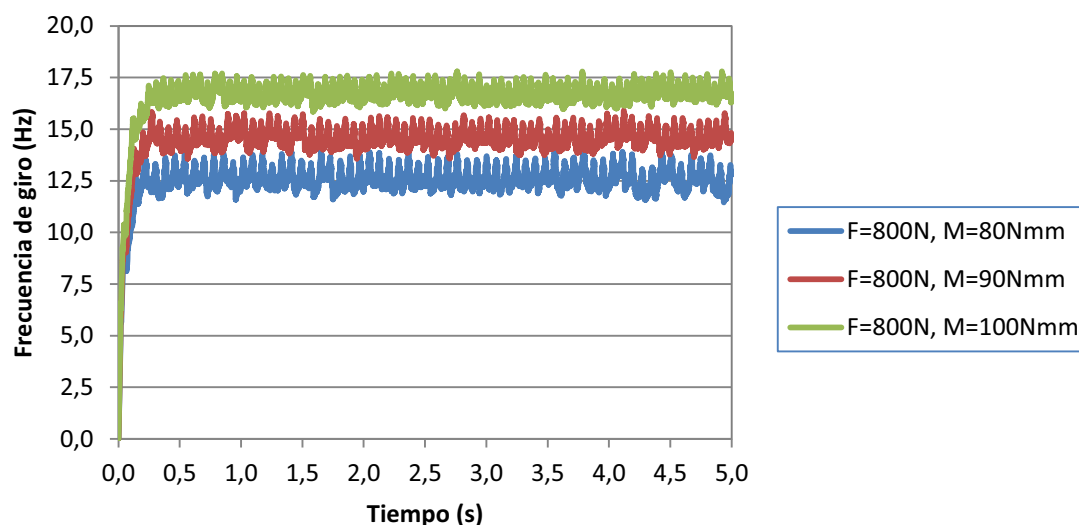


Figura 9.86. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

La tabla de debajo muestra los valores a los que se estabiliza la frecuencia de giro de la jaula, obtenidos como resultado de las simulaciones, y se comparan con los valores que nos proporciona la página web oficial de SKF para el valor de la frecuencia de giro del aro interior que se obtuvo en el apartado anterior. Cabe destacar que el máximo error relativo que se obtiene al comparar el resultado de la simulación con el valor proporcionado por SKF es del 1.37%.

Tabla 9.41. Frecuencia de giro de la jaula cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F800M80	754,20	12,57	12,40	1,37
F800M90	873,00	14,55	14,40	1,04
F800M100	1001,40	16,69	16,50	1,15

La siguiente gráfica muestra la frecuencia de giro de las bolas, en este caso con valor negativo puesto que las bolas giran en sentido opuesto al aro interior y a la jaula. Cabe destacar que los picos que aparecen en las curvas reflejan la frecuencia de giro de la jaula, ya que la frecuencia de giro de la jaula corresponde con la frecuencia a la que cada bola pasa por el defecto situado en el aro exterior.

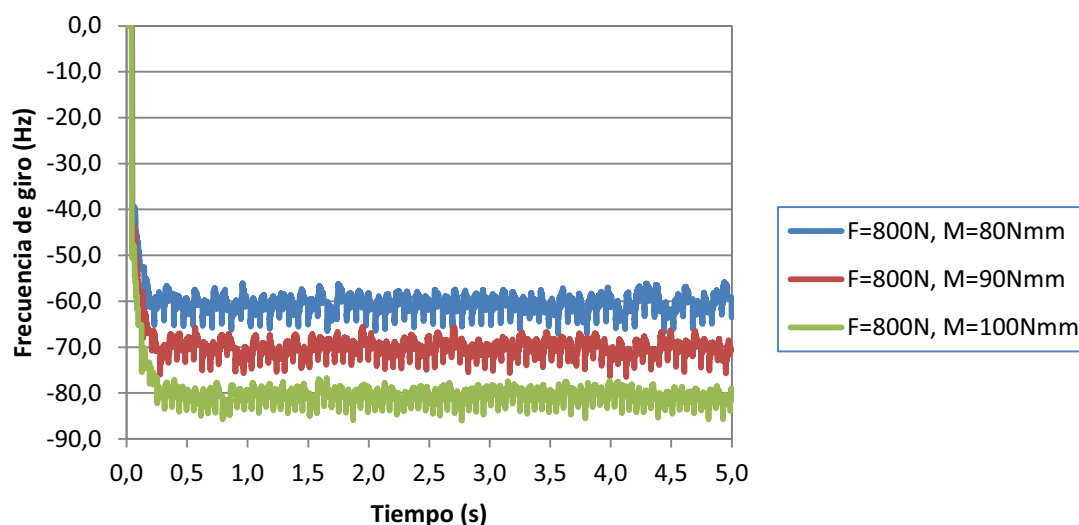


Figura 9.87. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

La siguiente tabla muestra que la frecuencia de giro de las bolas obtenida como resultado de la simulación con Adams posee un error relativo del 16.85% respecto al valor que nos da SKF en su página web oficial. Muy probablemente esto se deba a como está definido el contacto entre las bolas y la jaula en el modelo del rodamiento, ya que este se ha definido de modo que la dirección normal del contacto, es decir, la que define el impacto, se encuentra en dirección axial (perpendicular al plano que define el agujero que deja el aro interior, o lo que es lo mismo, en la dirección en la que iría el eje). Además los parámetros definidos para el contacto entre las bolas y la jaula son los que nos da el software por defecto.

Tabla 9.42. Frecuencia de giro de las bolas cuando se aplica una carga radial de 800N sobre el aro interior.

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola			
	ADAMS (rpm)	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F800M80	3622,20	60,37	72,60	16,85
F800M90	4197,00	69,95	84,00	16,73
F800M100	4819,80	80,33	96,40	16,67

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones realizado haciendo uso del cálculo de la transformada rápida de Fourier (FFT) que nos permite calcular el software Adams, para poder detectar las zonas de vibración del rodamiento explicadas en el capítulo V.

Para el par aplicado de 40Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos,

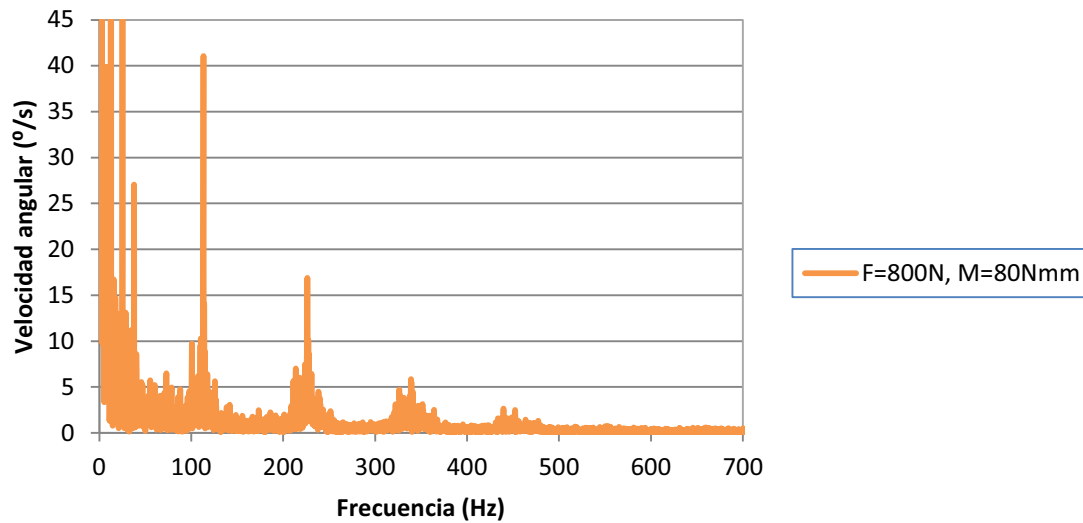


Figura 9.88. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.89.

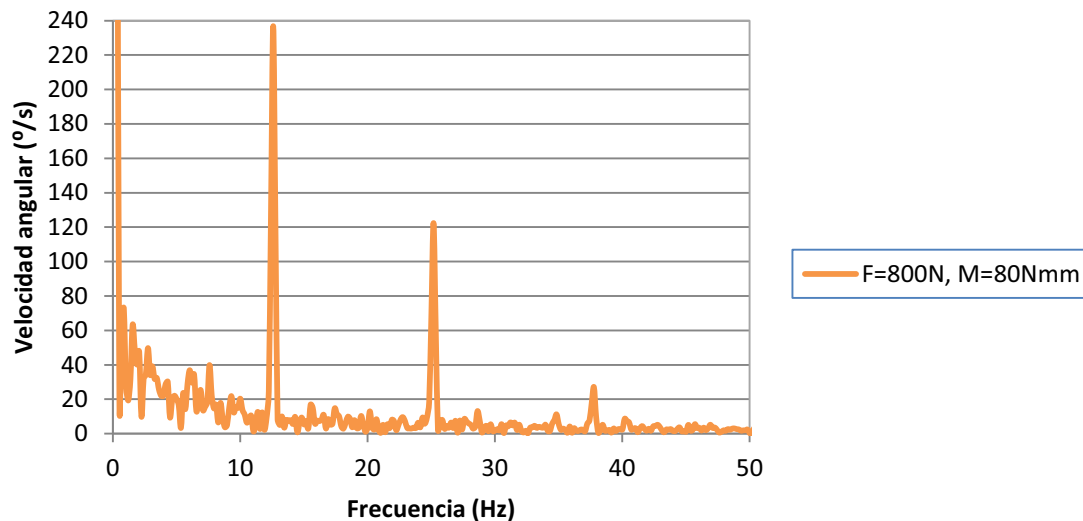


Figura 9.89. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 80Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 50Nmm se detecta la BPFO y sus tres primeros armónicos,

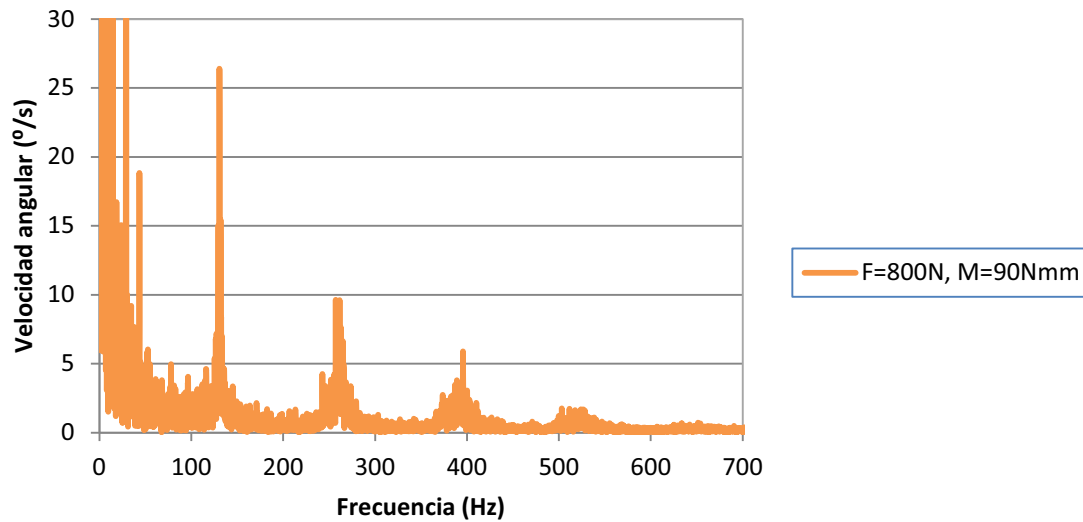


Figura 9.90. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 90Nmm sobre el aro interno.

y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.91.

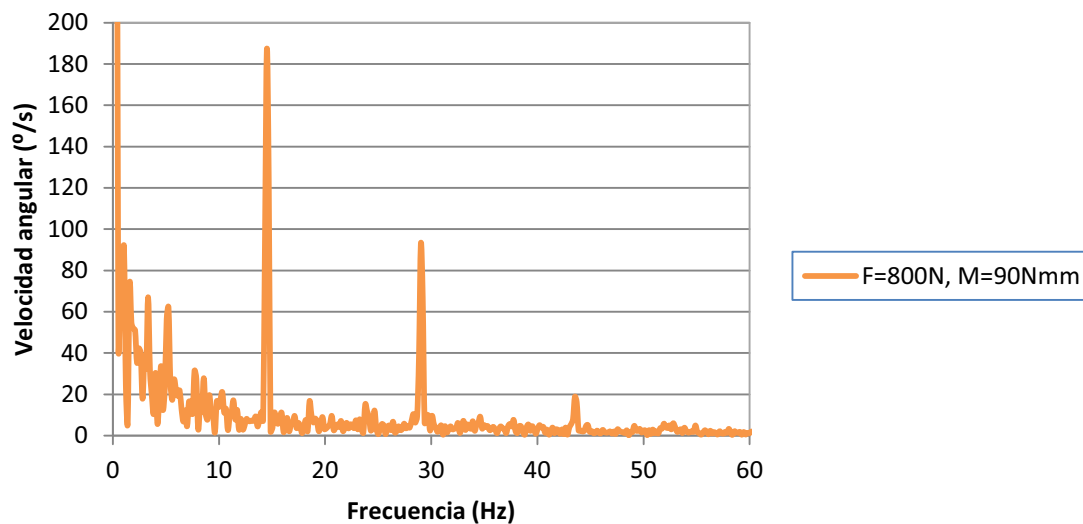


Figura 9.91. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 90Nmm sobre el aro interno.

Para el par aplicado de 60Nmm se detecta la BPFO y sus cuatro primeros armónicos,

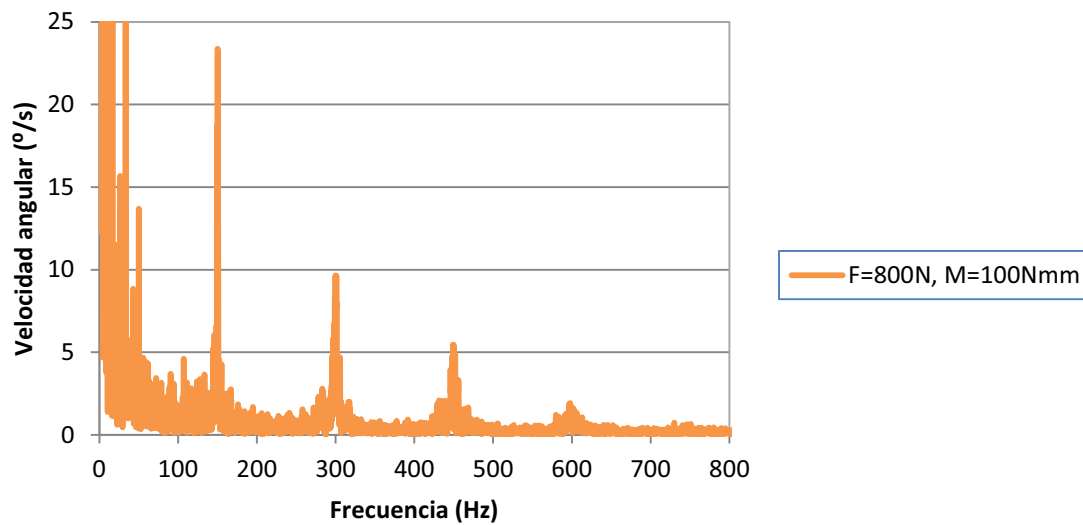


Figura 9.92. BPFO cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.

, y también la frecuencia de giro de la jaula y dos de sus armónicos, tal y como se puede apreciar en la figura 9.93.

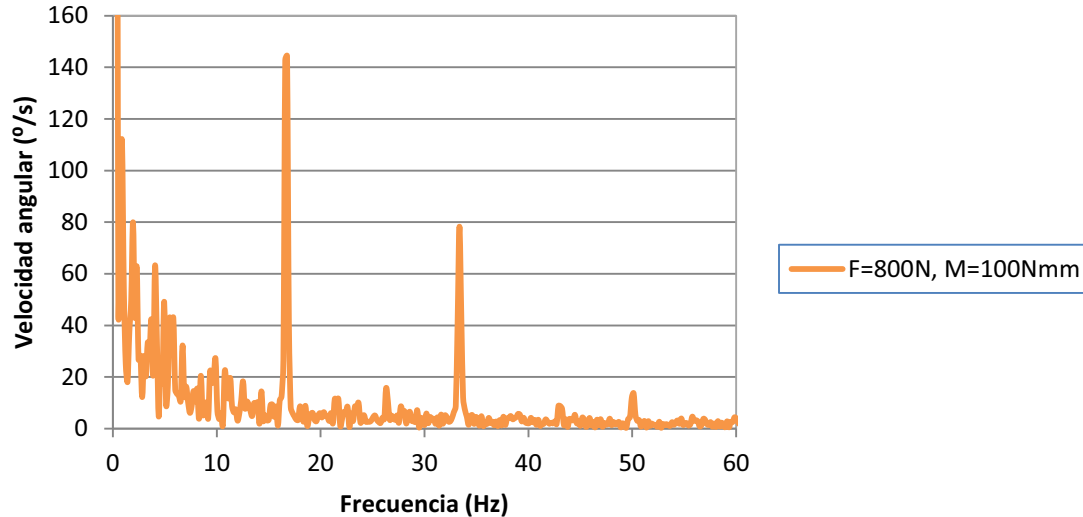


Figura 9.93. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.

La siguiente tabla muestra el valor de la BPFO obtenido mediante la FFT realizada sobre la velocidad de giro del aro interior obtenida en la simulación y el valor de la BPFO que nos da el fabricante SKF en su página web oficial para el valor de la frecuencia de giro del aro interior dado.



Tabla 9.43. *Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas.*

CARGA RADIAL Y PAR	BPFO		
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	Error (%)
F800M80	113,00	112,00	0,89
F800M90	131,00	130,00	0,77
F800M100	150,00	149,00	0,67

También se ha reflejado en la tabla anterior que el error relativo con el que el software Adams nos proporciona la BPFO es del 0.89%, en el peor de los casos, lo cual nos da una idea de lo que se aproxima el modelo a la realidad.

En la siguiente figura se aprecia como las frecuencias que se mostraban en las gráficas anteriores corresponden a frecuencias de la Zona A y B descritas en el capítulo V. Para ello se enfrenta la gráfica que se utilizó en el capítulo V y las frecuencias de la jaula y de defecto del aro exterior del rodamiento cuando el aro interior se encuentra sometido a una carga radial de 800N y a un par de giro 120Nmm.

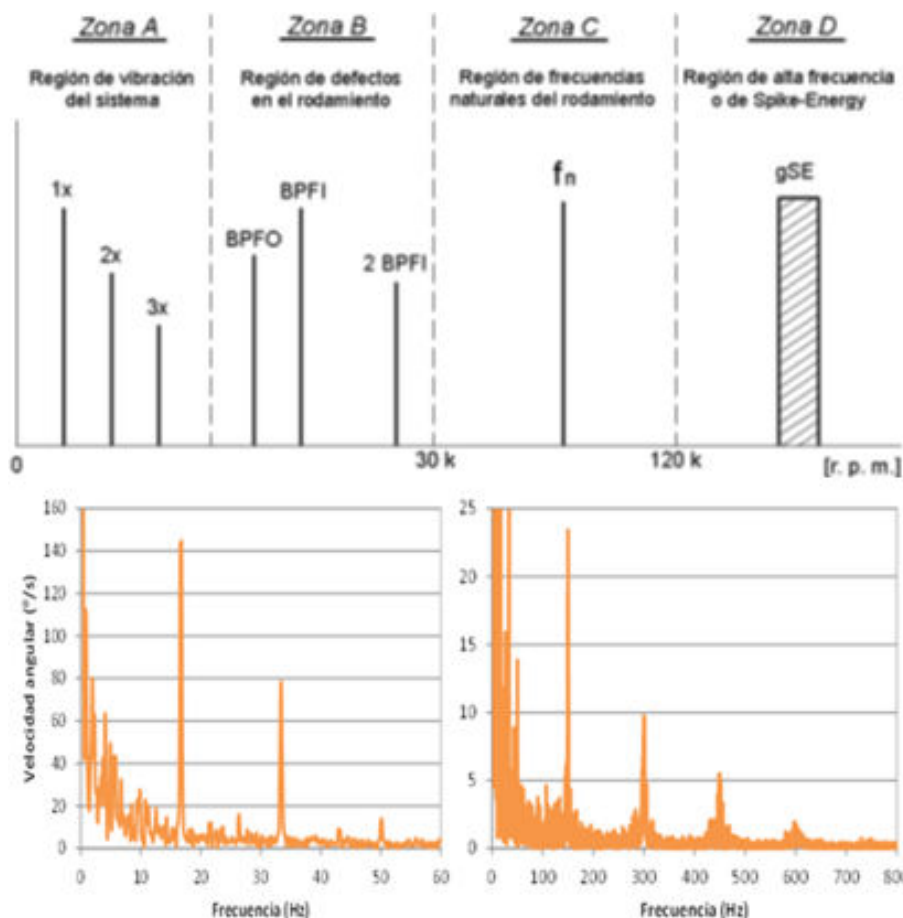


Figura 9.94. Arriba: zonas de vibración de un rodamiento. Abajo a la izquierda y a la derecha respectivamente: zona A y B del rodamiento simulado cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interior.

Cabe destacar como la amplitud de la frecuencia de la jaula aumenta a medida que se aumenta la carga radial aplicada, ya que la fisura se encuentra sobre la zona de máxima carga (parte inferior de la vertical de la pista de rodadura del aro exterior) y disminuye con el par de giro aplicado sobre el aro interior del rodamiento.

A continuación se demuestra que los picos que se aprecian en las gráficas de la frecuencia de giro presentadas a lo largo de este capítulo corresponden a la frecuencia de giro de la jaula. Para ello se muestra un zoom de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 200N y a un par de giro de 20Nmm, y otro de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 800N y a un par de giro de 60Nmm.

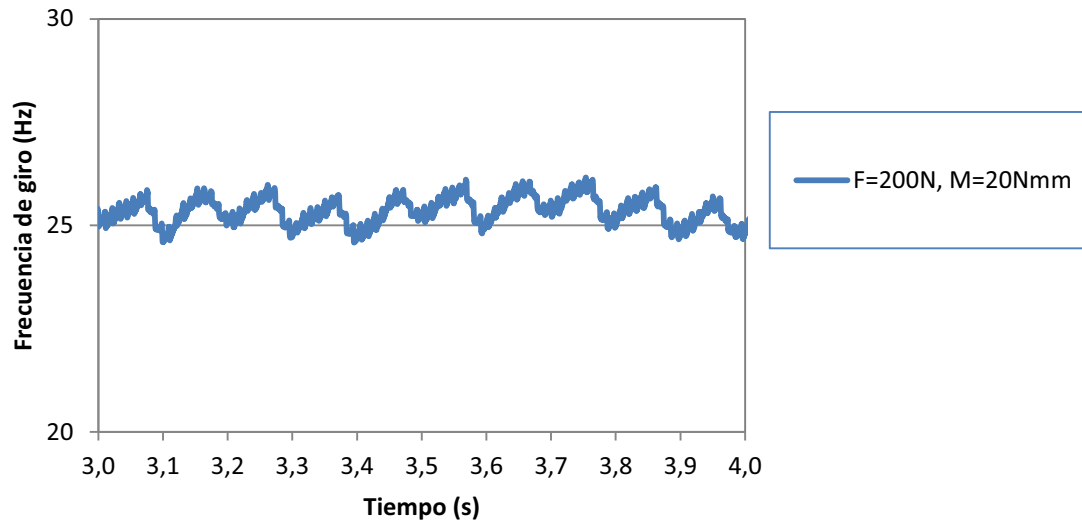


Figura 9.95. Zoom de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 200N y a un par de giro de 20Nmm.

Contando los picos es fácil notar que hay 10 picos, por lo tanto el periodo de la señal se repite aproximadamente diez veces en un segundo, lo cual quiere decir que la frecuencia que representan dichas amplitudes es de 10Hz, la cual corresponde a la frecuencia de la jaula nos proporciona el software ADAMS cuando el aro interior está sometido a una carga radial de 200N y a un par de giro de 20Nmm (10,13Hz)

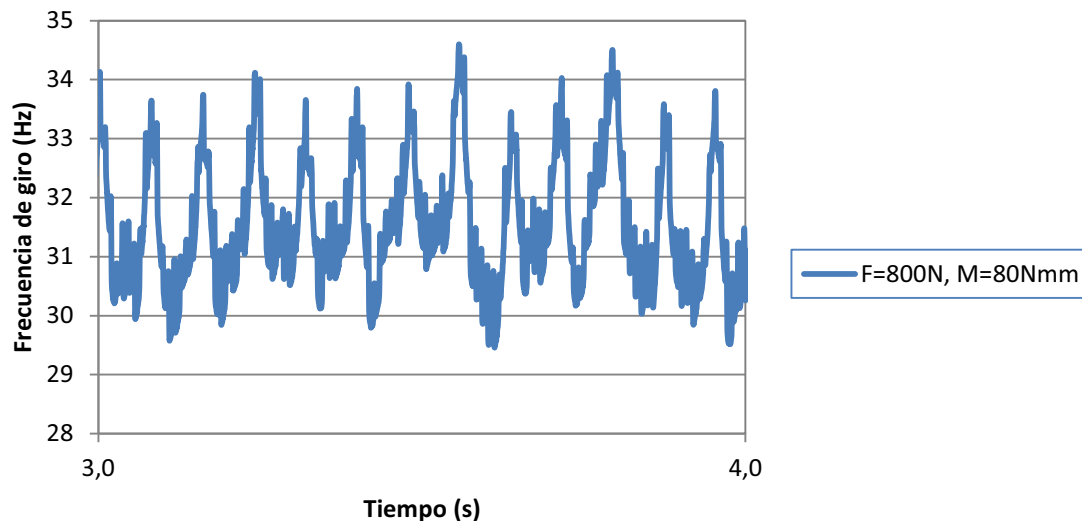


Figura 9.96. Zoom de la gráfica de la frecuencia de giro del aro interior cuando este está sometido a una carga radial de 800N y a un par de giro de 80Nmm.

Contando los picos es fácil notar que hay casi trece picos, por lo tanto el periodo de la señal se repite aproximadamente trece veces en un segundo, lo cual quiere decir que la frecuencia que representan dichas amplitudes es de 13Hz, la cual corresponde a la

frecuencia de la jaula que nos proporciona el software Adams cuando el aro interior está sometido a una carga radial de 800N y a un par de giro de 60Nmm (12,57Hz).

En la siguiente figura se refleja claramente como la amplitud es mayor cuanto más carga se aplica sobre el aro interior del rodamiento, sobre todo en el caso de las cargas de 600N y 800N.

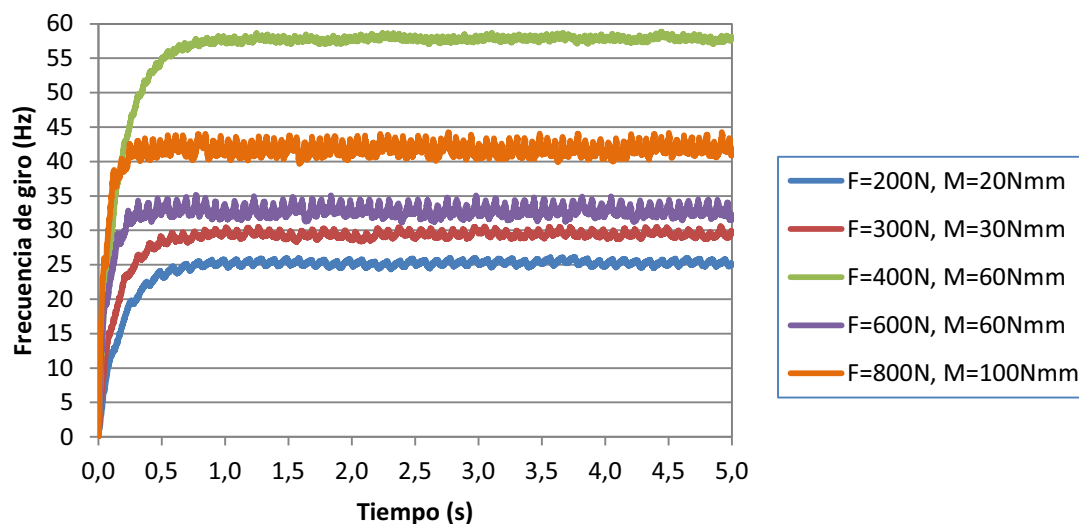


Figura 9.97. Vista de la FFT correspondiente a las frecuencias naturales del rodamiento, cuando se aplica una carga radial de 800N y un par de giro de 100Nmm sobre el aro interno.

9.3.4. Deslizamiento.

La siguiente tabla muestra la velocidades de deslizamiento calculada a partir de la velocidad de giro de la jaula y de las bolas, obtenidas como resultado de las simulaciones para las distintas combinaciones de carga radial (N) y par de giro (Nmm) aplicados sobre el rodamiento.

Tabla 9.44. *Velocidad lineal de la jaula.*

CARGA RADIAL Y PAR	Wjaula				Vjaula(mm/s)	
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	ADAMS (rad/s)	SKF (rad/s)	ADAMS	SKF
F200M20	10,13	10,00	0,18	0,17	4,066	4,014
F200M30	17,07	16,90	0,30	0,29	6,852	6,784
F200M40	26,26	26,00	0,46	0,45	10,541	10,437
F300M30	11,80	11,70	0,21	0,20	4,737	4,697
F300M40	16,90	16,70	0,29	0,29	6,784	6,704
F300M50	23,50	23,30	0,41	0,41	9,434	9,353
F400M40	13,29	13,20	0,23	0,23	5,335	5,299
F400M50	17,57	17,40	0,31	0,30	7,053	6,985
F400M60	23,16	22,90	0,40	0,40	9,297	9,193
F600M60	13,11	13,00	0,23	0,23	5,263	5,219
F600M70	15,99	15,80	0,28	0,28	6,419	6,343
F600M80	19,11	18,90	0,33	0,33	7,671	7,587
F800M80	12,57	12,40	0,22	0,22	5,046	4,978
F800M90	14,55	14,40	0,25	0,25	5,841	5,781
F800M100	16,69	16,50	0,29	0,29	6,700	6,624

Como ya se ha ido mostrando anteriormente de forma individualizada, para cada una de las combinaciones de carga y par de giro aplicado sobre el aro interior, la velocidad de la jaula que se obtiene de las simulaciones es aproximadamente la misma que nos proporciona el fabricante para una velocidad de giro del aro interior dada.

Esto es debido a que como ya se vió en el capítulo dedicado a la cinémtica del rodamiento, la relación entre la velocidad angular y lineal de la jaula está definida por el radio de la jaula.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Tabla 9.45. *Velocidad lineal de las bolas.*

CARGA RADIAL Y PAR	Wbola				Vbola(mm/s)	
	ADAMS (Hz)	SKF (Hz)	ADAMS (rad/s)	SKF (rad/s)	ADAMS	SKF
F200M20	49,09	58,50	0,86	1,02	4,070	4,850
F200M30	82,73	98,50	1,44	1,72	6,859	8,166
F200M40	127,29	152,00	2,22	2,65	10,553	12,601
F300M30	57,15	68,10	1,00	1,19	4,738	5,646
F300M40	82,01	97,60	1,43	1,70	6,799	8,091
F300M50	114,16	136,00	1,99	2,37	9,464	11,275
F400M40	64,28	76,70	1,12	1,34	5,329	6,359
F400M50	85,22	101,00	1,49	1,76	7,065	8,373
F400M60	112,35	134,00	1,96	2,34	9,314	11,109
F600M60	62,95	75,70	1,10	1,32	5,219	6,276
F600M70	77,13	92,30	1,35	1,61	6,394	7,652
F600M80	92,94	110,00	1,62	1,92	7,705	9,119
F800M80	60,37	72,60	1,05	1,27	5,005	6,019
F800M90	69,95	84,00	1,22	1,47	5,799	6,964
F800M100	80,33	96,40	1,40	1,68	6,660	7,992

En referencia a la relación entre la velocidad angular y lineal de las bolas respecto a su propio centro de gravedad, sucede lo mismo que en el caso de la jaula, sólo que ahora la relación queda definida mediante el radio de la bola.

En la tabla 9.45 se muestra el valor del deslizamiento obtenido haciendo uso de las ecuaciones sobre la cinemática de un rodamiento rígido de bolas sometido a una carga radial utilizadas en el capítulo III.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Tabla 9.46. *Velocidad de deslizamiento.*

CARGA RADIAL Y PAR	Vjaula(mm/s)		Vbola(mm/s)		Deslizamiento (mm/s)	
	ADAMS	SKF	ADAMS	SKF	ADAMS	SKF
F200M20	4,066	4,014	4,070	4,850	0,00	0,84
F200M30	6,852	6,784	6,859	8,166	0,01	1,38
F200M40	10,541	10,437	10,553	12,601	0,01	2,16
F300M30	4,737	4,697	4,738	5,646	0,00	0,95
F300M40	6,784	6,704	6,799	8,091	0,01	1,39
F300M50	9,434	9,353	9,464	11,275	0,03	1,92
F400M40	5,335	5,299	5,329	6,359	-0,01	1,06
F400M50	7,053	6,985	7,065	8,373	0,01	1,39
F400M60	9,297	9,193	9,314	11,109	0,02	1,92
F600M60	5,263	5,219	5,219	6,276	-0,04	1,06
F600M70	6,419	6,343	6,394	7,652	-0,02	1,31
F600M80	7,671	7,587	7,705	9,119	0,03	1,53
F800M80	5,046	4,978	5,005	6,019	-0,04	1,04
F800M90	5,841	5,781	5,799	6,964	-0,04	1,18
F800M100	6,700	6,624	6,660	7,992	-0,04	1,37

En la tabla anterior se aprecia como el rodamiento modelado en ADAMS no posee deslizamiento para ninguna de las combinaciones de carga radial y par de giro, mientras que utilizando los datos del fabricante SKF, se obtienen valores que oscilan entre 0,84mm/s y 2,16mm/s. Esta diferencia puede ser debida al efecto de la lubricación y de la temperatura de trabajo.





Capítulo X

Conclusiones y Trabajos Futuros



10.1. Conclusiones.

Dado que se han mostrado los resultados de las simulaciones realizadas sobre el modelo de rodamiento de tres y nueve bolas, y se han contrastado dichos resultados con el estudio teórico (análisis cinemático, dinámico y frecuencial), se puede considerar que se ha cumplido el objetivo principal del presente Proyecto Fin de Carrera cuyo enunciado es: modelado y simulación en el software MSC.Adams de un rodamiento de nueve bolas, similar geométricamente al rodamiento rígido de bolas 6206 de SKF, ajustando el comportamiento del modelo al de un rodamiento real.

Cabe destacar que este trabajo incluye una gran cantidad de documentación que puede ser de una enorme utilidad de cara a proyectos futuros ya que dentro de la misma se demuestra que el software MSC.Adams tiene una elevada capacidad para simular el comportamiento mecánico de los rodamientos.

Primeramente se realizó un modelo de tres bolas con la geometría de los aros interior y exterior, y de las bolas, correspondiente a la del rodamiento rígido de bolas de una sola hilera de SKF. Para definir la jaula de este modelo simplificado se realizaron unos agujeros sobre las bolas y se hizo pasar unos ejes a través de ellas. Después, dichos ejes se unieron mediante eslabones para crear la jaula.

Sobre este modelo simplificado se realizaron simulaciones sin aplicar ninguna carga radial al rodamiento, pero haciéndolo girar aplicando distintos pares de giro (desde 0.2Nmm hasta 1Nmm) sobre el aro interior.

Después de lograr un comportamiento mecánico realista cualitativa y cuantitativamente, se analizó la influencia de los diferentes parámetros que definen los contactos entre los distintos componentes del rodamiento sobre la frecuencia de giro del aro interior.

A continuación se comentan las aportaciones del modelo de tres bolas:

- El módulo ADAMS/View del software MSC.Adams permite modelar sin ningún problema una versión simplificada de un rodamiento real, con la única excepción de que en la fase de diseño hay que ser cuidadoso con el orden en el que se introducen los contactos en el modelo y en qué orden se seleccionan los sólidos a los que afectan dichos contactos.
- El software MSC.ADAMS permite realizar un modelo simplificado de rodamiento cuyo comportamiento mecánico se asemeje cualitativa y cuantitativamente al de un rodamiento teórico de sus mismas dimensiones, ya que todos los elementos giran en el sentido adecuado y además se mantiene la linealidad entre las frecuencias de giro del aro interior, de la jaula y de las bolas en el intervalo de 0,2Nmm a 1Nmm de par de giro aplicado sobre el aro interior.
- Cuanto mayor es el par de giro aplicado sobre el aro interior del rodamiento, mayor es su velocidad de giro y más tiempo tarda en estabilizarse si se mantienen fijos los parámetros de los contactos.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

- En el modelo simplificado, la velocidad de deslizamiento aumenta de forma lineal a medida que aumenta el par de giro.
- Un aumento de la rigidez lineal y de la profundidad de penetración hacen que la frecuencia de giro del aro interior y su tiempo de estabilización aumenten, sin embargo, con el coeficiente de amortiguación sucede lo contrario.
- Valores de la profundidad de penetración muy pequeños (menores que 0.1mm) hacen que la fuerza de impacto aumente mucho y por lo tanto que la amplitud de la señal de la velocidad de giro del aro interior sea variable, aunque de valor medio muy estable.

Haciendo uso de la información obtenida de las simulaciones realizadas sobre el modelo simplificado de tres bolas, acerca de la influencia de los parámetros que definen los contactos en la frecuencia de giro del aro interior, se consiguió alcanzar un modelo de rodamiento de nueve bolas similar al rodamiento rígido de bolas de una hilera 6206 de SKF.

Sobre este modelo de rodamiento se realizaron treinta simulaciones en dos fases distintas. La primera consistía en aplicar una carga radial (200N-800Nmm) y aplicar un par de giro (20Nmm-100Nmm) sobre el aro interior; y en la segunda fase, se realizaron otra vez las simulaciones en las mismas condiciones de carga, con la diferencia de que en esta ocasión se había situado una fisura en la zona inferior de la vertical de la pista de rodadura del aro exterior, es decir, en la zona de máxima carga.

Las aportaciones del modelo de rodamiento de nueve bolas son las siguientes:

- El módulo ADAMS/View del software MSC.ADAMS permite modelar y simular un rodamiento dándole una geometría muy similar a la del rodamiento real y cuyo comportamiento mecánico sea cuantitativa y cualitativamente comparable al del rodamiento real al que pretende emular.
- Desde un punto de vista puramente de diseño el software MSC.ADAMS permite modelar la jaula del rodamiento asemejándola mucho a la realidad.
- Para velocidades de giro del aro interior comprendidas entre los 30Hz y los 75Hz, el modelo de rodamiento de nueve bolas se comporta cinemáticamente de un modo muy similar al rodamiento 6206 de SKF, encontrándose diferencias de un 1% y un 16% para las frecuencias de giro de la jaula y de las bolas respectivamente.
- Desde el punto de vista dinámico, se comprueba que el comportamiento del rodamiento es similar al teórico, ya que se encuentra sometido únicamente a una carga radial, con un error que va desde un 6,62% hasta un 0,72%, en los casos en los que la carga aplicada es 200N y 800N, y el par de giro es 40Nmm y 100Nmm respectivamente.



- Atendiendo al análisis de la señal de vibración producido por el defecto en la pista de rodadura del aro exterior, se puede afirmar que el software ADAMS permite reconocer las vibraciones situadas en las zonas A y B correspondientes a las frecuencias del régimen de giro del rodamiento y a las frecuencias de defecto. El software ADAMS es capaz de reconocer la frecuencia de defecto en el aro exterior con un error máximo de un 1,69%.

10.2. Trabajos Futuros.

Ha quedado patente que a lo largo del presente proyecto se analizan varias líneas de trabajo con el fin de demostrar la capacidad del software ADAMS para modelar y simular rodamientos: investigación sobre los parámetros que definen los contactos del rodamiento, análisis cinemático y dinámico, y por último, el análisis frecuencial. Por lo tanto, los trabajos futuros deben ir orientados a pulir las distintas áreas que se han desarrollado, como son el área del modelado, la cinética, la dinámica y por último, el área de la frecuencia.

Los trabajos futuros que se proponen en el presente Proyecto Fin de Carrera son los siguientes:

- Realización de un estudio en profundidad sobre los parámetros que definen los contactos entre los elementos sólidos del rodamiento.
- Comparación de la relación par de giro-frecuencia de giro del aro interior para distintos valores de carga, entre un rodamiento ensayado en el laboratorio y un rodamiento modelado y simulado utilizando el software ADAMS.
- Estudio de la distribución de carga de un rodamiento de dimensiones normalizadas sobre cada una de las bolas.
- Análisis del comportamiento mecánico del rodamiento con holguras apreciables.
- Estudio dinámico del modelo de rodamiento sometido a diferentes cargas, tanto radial como axial.
- Inclusión de defectos de diferente geometría y tamaño en la pista de rodadura del aro exterior.
- Inclusión de defectos en el aro interior y en los elementos rodantes.
- Realización de los estudios anteriores utilizando cilindros como elementos rodantes en lugar de bolas.



Capítulo XI

Presupuesto



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Se expone a continuación un pequeño desglose de las actividades, equipos y personal que han sido utilizados o han colaborado en la realización de este proyecto, detallándose con información económica y temporal, con objeto de ofrecer un presupuesto que pueda servir como indicador del coste del proyecto (*Tabla 11.1*). El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- Personal: Estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, el tutor del proyecto, Higinio Rubio Alonso y el autor del proyecto, Juan Francisco Selas Hernando, como Ingeniero.
- Equipos: Se estima la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC de sobremesa, y licencias de software MSC.Adams y Office 2010.
- Subcontratación: Apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. En este caso, todo ha sido realizado sin llevar a cabo esta práctica, por lo que queda en blanco.
- Resto de costes directos: Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como dietas, viajes, materiales fungibles, coste de impresión...



Tabla 11.1. Desglose de presupuesto



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Escuela Politécnica Superior

PRESUPUESTO DE PROYECTO

1.- Autor:

Juan Francisco Selas

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del Proyecto:

- Título: MODELADO Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS CON ADAMS.
APLICACIÓN A SISTEMAS DE RODAMIENTO DE BOLAS
- Duración (meses): **8**
- Tasa de costes Indirectos: **10%**

4.- Presupuesto total del Proyecto (valores en Euros):

34.090,67 Euros

5.- Desglose presupuestario (costes directos)

PERSONAL

Apellidos y nombre	N.I.F. (no rellenar - solo a título informativo)	Categoría	Dedicación (hombres mes) ^{a)}	Coste hombre mes	Coste (Euro)
Rubio Alonso, Higinio		Ingeniero Senior	1	4.289,54	4.289,54
Selas, Juan Francisco		Ingeniero	7	2.694,39	18.860,73
Hombres mes 7				Total	23.150,27

^{a)} 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1575 horas)

Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres mes (1.155 horas)



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ^{d)}
PC-Altas prestaciones	1100,00	100	8	40	220,00
MSC Adams	18.000,00	80	7	15	6.720,00
Software Office	300,000	20	1,5	72	1,25
		0		0	0,00
		0		0	0,00
					0,00
Total					6.941,25

^{d)} Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado
B = periodo de depreciación (60 meses)
C = coste del equipo (sin IVA)
D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS

Descripción	Empresa	Coste imputable
No aplica		
Total		0,00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO^{e)}

Descripción	Empresa	Costes imputable
Desplazamientos	Universidad Carlos III de Madrid	400,00
Impresión de documentos		475,00
Soporte informático		25,00
Total		900,00

^{e)} Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible, viajes y dietas, otros,...

6.- Resumen de costes

Presupuesto Totales	Costes	Presupuesto Costes Totales
Personal		23.150,27
Amortización		6.941,25
Subcontratación de tareas		0
Costes de funcionamiento		900
Costes Indirectos		3.099,15
Total		34.090,67



BIBLIOGRAFÍA

LIBROS Y PUBLICACIONES

- [1] Harris, Tedric A. ***Rolling bearing analysis***. John Wiley & Sons. 4a ed. 1086 pp. New York, 2001. ISBN: 0471354570.
- [2] Joseph Edward Shigley/John Joseph Uicker, ***Teoría de máquinas y mecanismos***. Jr. Mc Graw Hill. 1995.
- [3] FAG rodamientos. ***Catálogo WL 41/520 3SB***. Sant Cugat del Vallès (Barcelona). Edición del año 2000.
- [4] SKF. ***Catálogo general. Edición de Taller***. Impreso en Suecia. Mayo 2006.
- [5] García Barreiro; José Luis. ***Modelo dinámico de rodamiento. Aplicación informática SIMROD***. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2010.
- [6] Redondo Perales; Alejandro. ***Análisis y simulación del comportamiento del robot bípedo PASIBOT***. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2009.
- [7] Laniado Jacome; Edwin. ***Modelo de rodamiento utilizando técnica M.E.S. Aplicación al estudio del deslizamiento en la zona de carga***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2008.
- [8] Marín López, José María. ***Análisis y caracterización holista de un sistema rotativo complejo***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2009.
- [9] Rubio Alonso, Higinio. ***Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2003.
- [10] Sánchez Martín, Andrés. ***Aplicación de técnicas de análisis de vibración en la diagnosis del grado de defecto de un elemento mecánico***. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2002.
- [11] García-Prada J. C., Rubio H., Castejón C. ***Analytical model of rolling bearing studying ball-race contact for predictive maintenance***. Multibody Dynamics 2005, ECCOMAS Thematic Conference. Madrid, Spain, 21–24 June 2005.
- [12] Rubio Alonso Higinio. Apuntes de la asignatura ***Diseño Mecánico*** (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Leganés). Curso 2010-2011.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

- [13] Tarancón Ollero, Carlos. *Modelado y simulación de mecanismos con msc.adams. Aplicación a sistemas de rodamiento*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [14] MAURICE L. ADAMS, JR. *Rotating maching Vibration*. Marcel Dekker, Inc., 2001.
- [15] Felix Fritz, Alexander Basler and Wolfgang Seemann. *Simulation of High-Speed Ball Bearings with MSC/ADAMS*. Universität Karlsruhe, 2009.
- [16] H.Rubio, J.C. García Prada, C.Castejón y E.Laniado. *Dynamic analysis of rolling bearing system using Lagrangian model Vs FEM code*. 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), 2007.
- [17] Hernández Fraile, Alejandro. *Modelado, simulación y análisis con msc.adams. Aplicación a rodamientos con defectos en una pista de rodadura*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.

RECURSOS ELECTRÓNICOS

- [1] CARNEGIE MELLON UNIVERSITY. MECHANICAL ENGINEERING. Manual de Adams. (Último acceso en febrero 2011)
<http://www.me.cmu.edu/undergrad/adams/adams.htm>
- [2] UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE. Departamento de Ingeniería Mecánica. Fabricación Asistida por computador. Simulación dinámica Adams. (Último acceso en marzo 2011)
http://isa.umh.es/asignaturas/fac/bloque3_adams1.pdf
- [3] HOCHSCHULE OSNABRÜCK. University of Applied Sciences. (Último acceso en mayo 2011)
http://ti.mb.fh-osnabrueck.de/adamshelp/mergedProjects/view_hlp/view_hlp.htm



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Anexo A

Manual de MSC.Adams/View

A1. Introducción al programa de modelado.

El paquete de simulación ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) es un poderoso programa de modelado y simulación dinámica de sistemas mecánicos antes de la construcción de un prototipo físico.

Ofrece una gran variedad de elementos que sirven para modelar casi cualquier sistema mecánico. La más importante característica de ADAMS/View es que, una vez simulado el modelo, permite la obtención directa de todo tipo de resultados del comportamiento de nuestro sistema, de una manera directa y muy fiable.

A2. Conceptos básicos de uso de Adams/View.

A2.1. Iniciar el programa.

En un equipo Windows, haga clic en **Inicio**, se seleccionará **Programas**. Hacer clic en **Adams**, **Adams/View** y aparecerá la siguiente ventana:

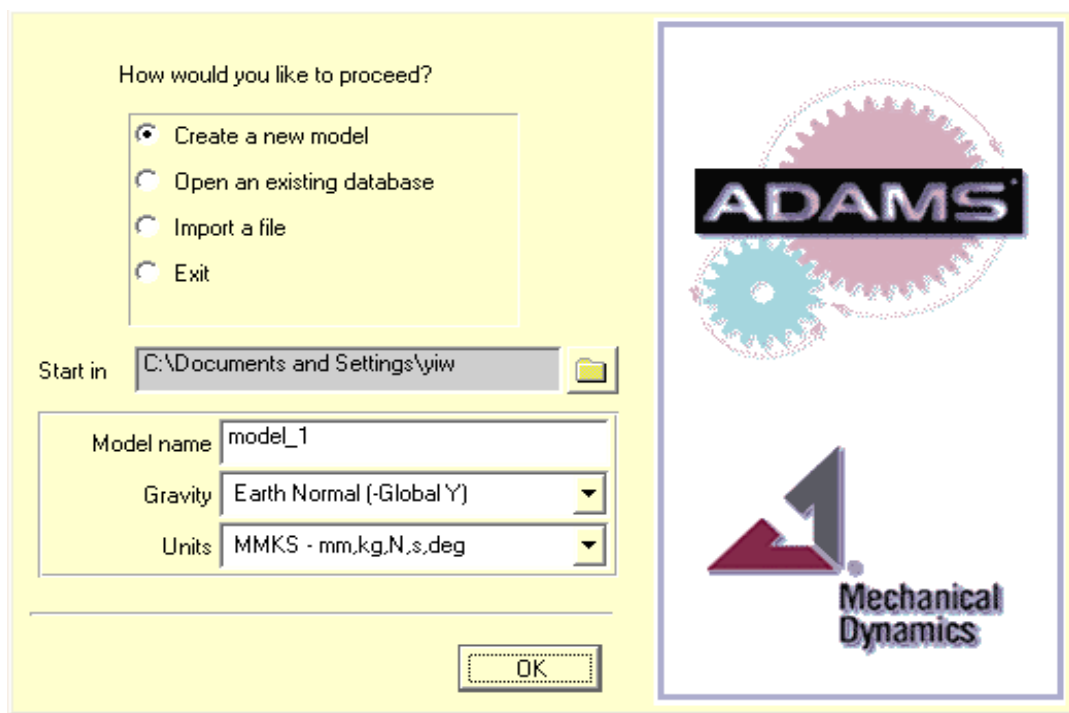


Figura A1. Ventana de inicio de ADAMS/View.

En ella se podrá definir iniciar un nuevo modelo, abrir una base de datos ya existente, es decir, abrir un modelo guardado anteriormente, importar un archivo o salir del programa. Además se podrá definir la carpeta en la cual se guardarán por defecto las bases de datos creadas. Se podrá también definir el nombre del archivo, si se desea dar gravedad,

por defecto la de la Tierra, así como el sistema de unidades, muy importante para diseñar y para la obtención de resultados, MMKS por defecto.

Si se quiere realizar un nuevo modelo se elegirá el directorio en el que se desea guardar el modelo y se pondrá el nombre del modelo en la casilla "Nombre del modelo" y se seleccionará la gravedad y las unidades. Hacer clic en **Aceptar** para continuar.

ADAMS / View se iniciará con la barra de herramientas a la derecha y una malla de trabajo. Es bueno familiarizarse con la barra de herramientas ya que se utilizará para acceder a todos los elementos de construcción, incluyendo las articulaciones y las fuerzas.

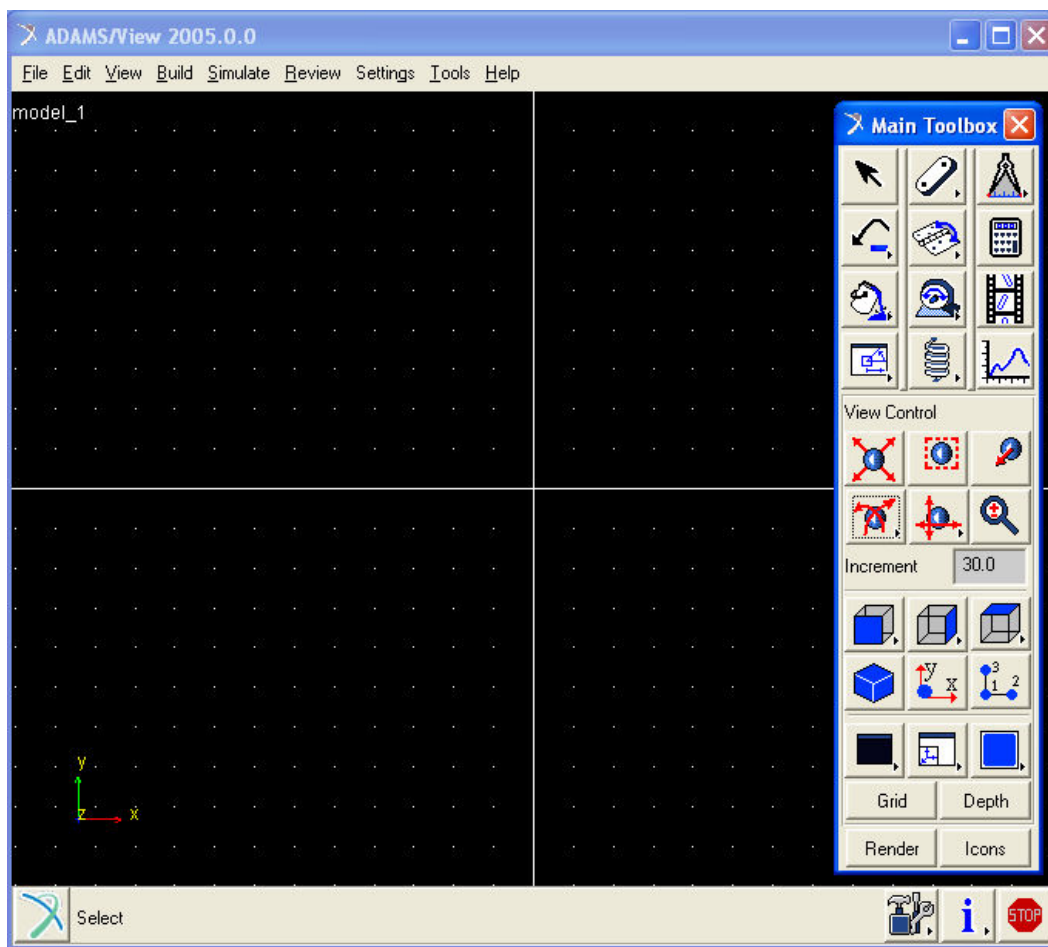


Figura A2. Espacio de trabajo y barra de tareas.

En la parte superior aparecen las opciones clásicas de FILE, para guardar, cargar, exportar, etc.; SETTINGS, donde se podrán configurar las unidades de trabajo, modificar la gravedad, la malla para diseñar y otras opciones y HELP, donde se podrán hacer consultas sobre dudas. En EDIT, VIEW, BUILD, SIMULATE, REVIEW y TOOLS se podrán acceder a ellos de una forma básica a través de la barra de tareas ó del botón derecho del ratón.



A2.2. Configuración básica.

A2.2.1. Configuración de la gravedad.

Todos los objetos creados en ADAMS / View se verá afectado por la gravedad aplicada en el problema. En la mayoría de ejemplos se utiliza el valor predeterminado para la Tierra, la gravedad normal en la dirección-y, pero si se quisiera modificar el valor de ésta sólo hay que seguir los siguientes pasos:

1. En Adams/View, ajustes de menú, seleccione la gravedad.
2. La ventana de Configuración de gravedad aparecerá.
3. Establezca el valor de la gravedad deseado.
4. Haga clic en Aceptar para guardar los cambios.

A2.2.2. Ajuste de la Malla de Trabajo.

En ADAMS/View la malla de trabajo se podrá ajustar y coordinar en la ventana de configuración para trabajar en los lugares precisos para el diseño. El cursor se ajustará a las coordenadas de la malla de trabajo.

1. En el menú de Adams, hacer clic en **settings** del menú View.
2. Seleccionar **working grid**.

Aparecerá el cuadro de diálogo para la configuración de la malla. En este cuadro se podrá cambiar la configuración de la malla, como las dimensiones y el espacio entre los puntos. También se podrá cambiar a coordenadas polares en esta ventana, que es útil para medir ángulos.

El espacio de trabajo por defecto está situado en el plano X-Y, en $Z=0$, con el eje Z saliendo del plano de trabajo.

A2.2.3. Configuración de las Unidades.

En ADAMS/View, se podrán cambiar las unidades en cualquier momento durante el proceso de modelado.

1. En Adams/View, hacer clic en el menú **settings** y seleccionar **units**.
2. La ventana de Configuración de Unidades aparecerá:

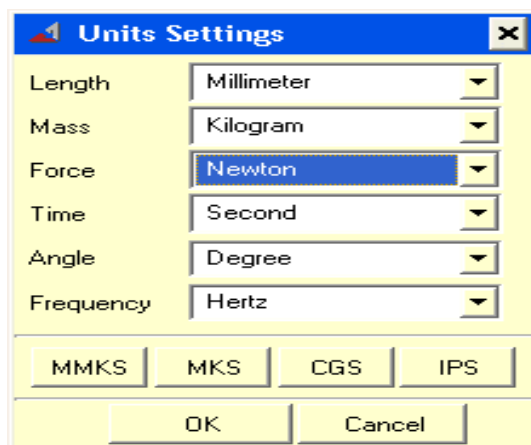
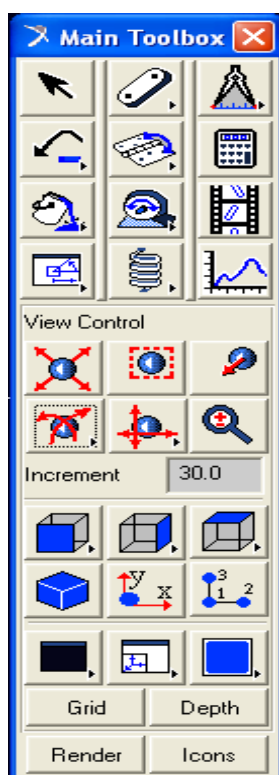


Figura A3. Ventana de selección de unidades.


3. Las unidades podrán ser seleccionadas desde los menús desplegables, al lado de cada dimensión.
4. Hacer clic en **Aceptar** para guardar los cambios.

A2.3. Funciones elementales de la barra de tareas.



A continuación se procederá a explicar la barra de tareas con sus funciones elementales:

Ésta es la barra de tareas que aparece por defecto, que es la misma

que si se pulsa el cursor: 

Las opciones para generar diferentes vistas del modelo son:



Con las primeras opciones, de izquierda a derecha y de arriba a abajo se puede encuadrar, dar zoom a una determinada zona, moverse a un punto determinado, girar o rotar en el plano, desplazarse en el plano y dar zoom. Hay que aclarar que los iconos con una flecha en la parte inferior derecha son desplegables con más opciones. Si hacemos doble clic sobre cualquiera de ellas, tendremos un uso múltiple de cada una de las opciones hasta que pinchemos sobre el botón derecho, lo cual hará que deje de estar

activo el botón.

Figura A6. Barra de tareas.

Con las segundas se podrá variar el plano de trabajo, frontal o posterior, izquierda o derecha, superior o inferior o en isométrico. Además se podrá situar el plano de trabajo en un cuerpo según sus ejes X-Y ó alinear el plano por tres puntos.

Con estos tres iconos se podrá modificar el color del fondo de trabajo, dividir la pantalla o



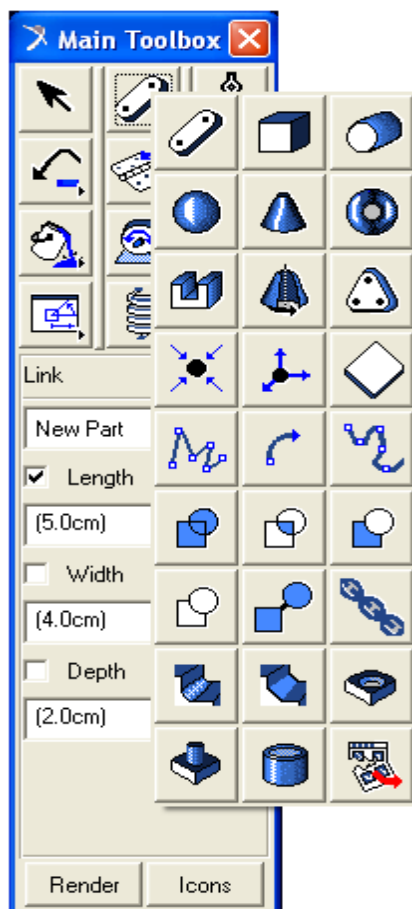
dar más opciones:

Por último, con los cuatro últimos iconos se podrán realizar las siguientes funciones:

- Grid: Se activa o desactiva la malla de trabajo.
- Depth: Se cambia la perspectiva de la profundidad.
- Render: Se renderizan los elementos.
- Icons: Rehacen visibles o no los iconos en los elementos.

A3. Diseño y construcción en Adams/View.

Para diseñar los elementos se utilizara el siguiente desplegable:



Las operaciones que se muestran a continuación son las básicas para el diseño en MSC.ADAMS View. Se dividirán en cuatro grupos, y se explicaran los más importantes. En primer lugar están las operaciones de diseño y construcción (puntos, líneas y marcadores). En segundo lugar las operaciones básicas de diseño de sólidos rígidos; en tercer lugar las operaciones booleanas para combinar piezas y por último las operaciones para modificar piezas.

Hay que destacar, que existe un menú de diseño que se

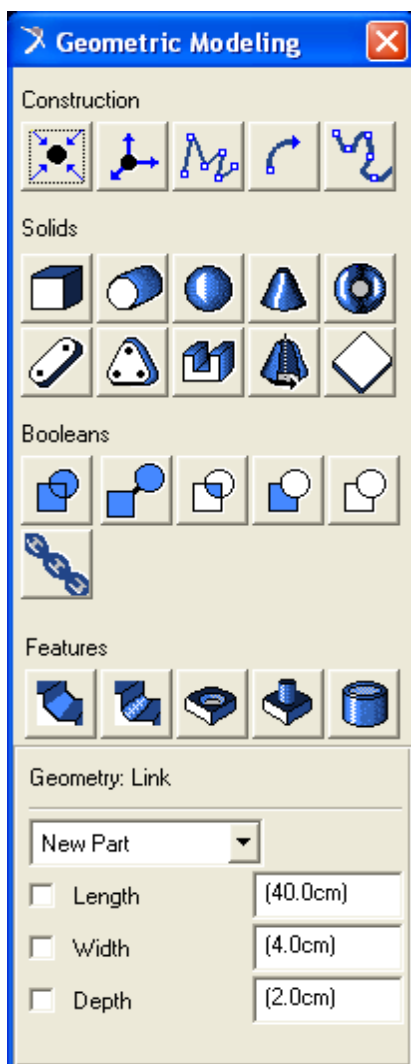
puede dejar fijo si se pulsa el icono



Figura A7. Barra de tareas para el diseño.

A3.1. Creación de puntos de diseño.

Pulsando dicho icono aparecerá la siguiente barra de tareas que permanecerá fija mientras estamos diseñando nuestro sistema:



A la hora de diseñar hay que tener en cuenta que por defecto se hará en el plano X-Y con $Z=0$ y que posiblemente la malla estará activada. Esto implica que si se quiere diseñar directamente sobre el plano de trabajo todos los elementos estarán situados sobre los puntos de la malla, con el grado de imprecisión que puede implicar. Por ello, conviene utilizar los puntos



para definir la situación de los elementos.

La utilización de puntos de diseño permite cambiar el diseño del modelo de forma rápida para encontrar el mejor mecanismo para la aplicación. El uso de puntos en el diseño permite hacer cambios, simplemente, moviendo los puntos.

Los puntos, por defecto se añadirán al suelo, no a las piezas. Otras opciones son “Add to part” y “Attach Near”.

Figura A8. Barra de diseño.

Se puede editar una tabla con los puntos en coordenadas cartesianas si se utiliza POINT TABLE. Para generar una tabla de puntos primero se crearán (CREATE) los puntos, luego se modificarán las coordenadas (coordenadas en azul) y por último se dará a APPLY para que surjan efecto los cambios. Siempre se podrán modificar o añadir más puntos en el momento que se desee.



A 2D coordinate system with a horizontal x-axis and a vertical y-axis. A green square is centered at the origin (0,0). A blue dot is located at the center of the square, representing the origin. The x-axis is labeled 'x' and the y-axis is labeled 'y'. The square is drawn with green lines.

Figura A10. Punto añadido al suelo.

Los marcadores (MARKERS) son puntos de referencia que aparecen en las piezas, normalmente en su centro de masas (Marker: cm) y en sus puntos más significativos, como sus extremos.

Son utilizados principalmente para dar posición a una pieza nueva respecto de otra que ya existe, para realizar medidas, para posicionar juntas, motores y para desplazar o rotar piezas utilizándolos como referencia.




Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Se pueden añadir marcadores utilizando el siguiente icono:



Se seguirán los siguientes pasos para la creación de marcadores y la selección de las diferentes opciones:

1. En la caja de herramientas principal, hacer clic en la herramienta link  para mostrar la herramienta de pila.

2. Seleccionar el marcador de Sistema de Coordenadas



3. En Configuración, se podrá especificar lo siguiente:

3.1. Si se desea que el marcador quede agregado a la tierra o a otra parte en el modelo.

3.2. Desde el menú de opciones de orientación, seleccionar un método de orientación.

4. Si se selecciona agregar el marcador a una parte, seleccionar la parte a la que se desea agregar el marcador.

5. Colocar el cursor donde se desea que se encuentre el marcador y hacer clic.

6. Si se ha seleccionado orientar el marcador, seleccionar la dirección por la que se desea alinear los ejes del marcador. Haga esto para cada eje que ha seleccionado para especificar.

Los marcadores por defecto se añaden al suelo, porque si se quieren añadir a piezas primero se debe cambiar en el desplegable de “Add to Ground” a “Add to Part”.

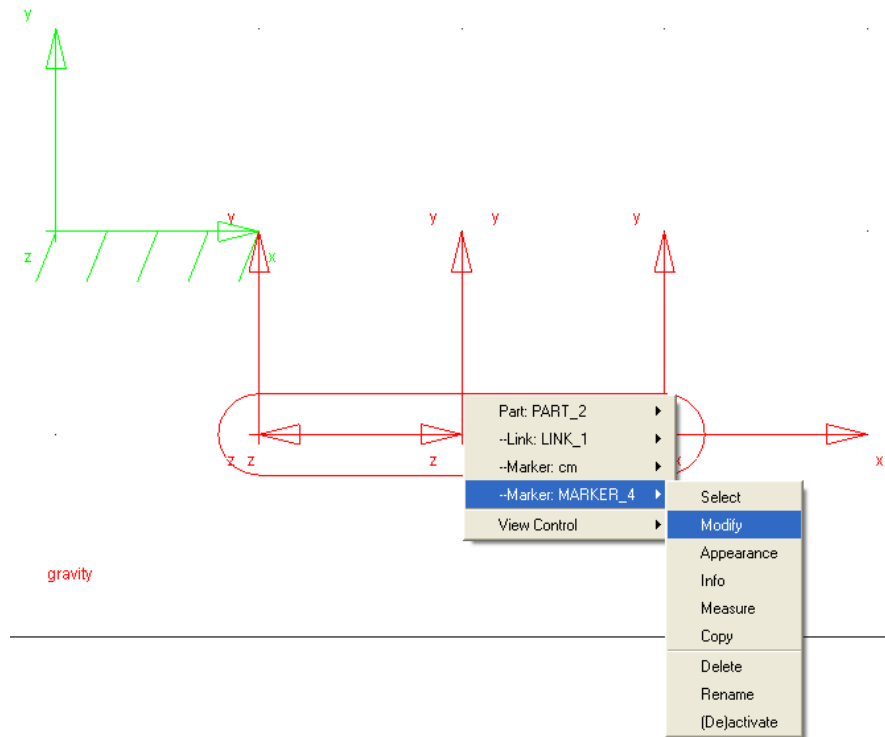


Figura A11. *Markers.*

En la figura A11 aparecen un marcador en el suelo (verde) y un eslabón con sus tres markers más representativos. También se aprovechará a explicar cómo modificarlos. Si se pincha con el botón derecho en una zona del espacio de trabajo, aparecerá un desplegable con los elementos más cercanos, en éste caso PART_2 (elemento 2). Dentro de PART_2 aparece LINK_1, refiriéndose al eslabón y MARKER_4, el cuál ha sido añadido previamente. En MARKER_4 si se pincha en modificar (modify) aparecerá el cuadro de diálogo siguiente:

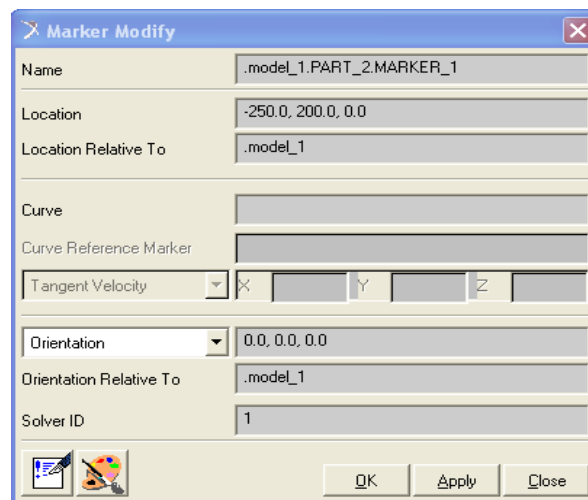


Figura A12. *Cuadro de diálogo para modificar marcadores.*

Donde se podrá reubicar dando las nuevas coordenadas ó el giro respecto a los ejes que se quiera. Reseñar que las coordenadas son GLOBALES, no locales respecto al elemento.

A3.3. Creación de líneas o splines.

Una spline es una curva suave que define un conjunto de coordenadas. Se pueden crear splines mediante la definición de la localización de las coordenadas que definen la curva o mediante la selección de una curva geométrica existente y especificar el número de puntos que se utiliza para definir la spline. ADAMS / View produce una curva suave a través de los puntos.



También puede cerrar el spline o dejarla abierta. Una spline cerrada, deberá estar compuesta por al menos ocho puntos, mientras que una spline abierta debe estar compuesta por al menos cuatro puntos. Al crear la geometría de la spline, las líneas cerradas carecen de masa, y se pueden utilizar, por ejemplo, para generar posteriormente extrusiones.



Figura A13. Tipos de splines.

La primera se utiliza para líneas rectas, la segunda para generar arcos y la tercera para líneas curvas. Se generará la línea dándole la forma que se desee utilizando el botón izquierdo del ratón, finalizando la operación pulsando el botón derecho. Una aplicación importante, y que también se utiliza en otros muchos elementos y piezas, es la posibilidad de preestablecer las dimensiones.

Para crear una spline:

1. En la caja de herramientas principal, hacer clic en la herramienta link  y seleccionar la herramienta de spline 
2. Seleccionar "add to part" si se desea añadir la curva a otra pieza. Seleccionar "new part" si se desea que la curva sea una parte nueva, o seleccionar "on ground" si se desea que la curva se adjunte a tierra.
3. Hacer clic izquierdo en la ventana del ADAMS/View en el lugar deseado para la spline o curva. Los puntos, primero y último, debe ser el mismo con el fin de crear una spline cerrada.
4. Hacer clic con el ratón para cerrar la spline.

5. Es posible cambiar la spline haciendo clic y arrastrando cualquiera de los "hot points" (cajas rectangulares) en la spline.

A3.4. Diseño de sólidos.

Los sólidos que podemos diseñar son los siguientes:



Figura A14. Tipos de sólidos.

Como en el caso de las líneas, se podrán preestablecer las dimensiones de los sólidos. En caso de que no se pueda establecer la orientación durante el diseño del sólido, ésta será siempre perpendicular a la malla y situada sobre ella en el caso de que esté activada, y perpendicular a la vista del espacio de trabajo en el caso de que esté desactivada.

Se explicarán a continuación:



Paralelepípedo: Primero se dimensiona la base y se extruye (profundidad “deep”). Se extruye sólo en una dirección.



Cilindro: Se dimensiona de perfil y se le da la orientación deseada. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Esfera: Se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Cono: Se dimensiona de perfil. Es recomendable predefinir sus dimensiones. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Toroide: Se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Eslabón: Se define su longitud entre centros de redondeo de los extremos. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Placa: Tiene las esquinas redondeadas. Se define su forma mediante una línea con el botón izquierdo del ratón, cuando se desee finalizar se pulsará el botón derecho. La placa se define entre los centros de redondeo de las esquinas. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Extrusión: Se define la forma mediante una línea ya creada o definiéndola con el ratón. Se extruye sólo en una dirección, por lo que debe ser definida.



Sólido de revolución: Se define el eje de revolución y el perfil de revolución. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Placa: Se define como el paralelepípedo, pero ni se extruye ni tiene masa.

A3.5. Operaciones booleanas.

Las operaciones booleanas se utilizan para combinar sólidos rígidos. A continuación se explicarán las más importantes:



Unir: Fusiona dos sólidos de manera que se transforma en uno sólo. Las dimensiones de los sólidos que lo componen no se pueden modificar.



Pegar: Une dos sólidos manteniendo las posiciones uno respecto de otro. Las dimensiones de los sólidos sí se pueden modificar.



Intersectar: Al aplicar esta función el sólido resultante es la intersección de los dos sólidos definidos.



Cortar: El sólido elegido en primer lugar es cortado por el elegido en segundo lugar, desapareciendo entonces el segundo sólido.

A3.6. Modificación de sólidos.

Las operaciones siguientes sirven para modificar sólidos rígidos:



Chafilán: Genera un chafilán de 45° con la anchura especificada. Se eligen las aristas con el botón izquierdo del ratón y se finaliza la operación con el derecho.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas



Redondeo: Genera un redondeo con el radio especificado. Se eligen las aristas con el botón izquierdo del ratón y se finaliza la operación con el derecho.



Agujero: Genera un agujero de radio y profundidad especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma.



Macho: Genera un macho a modo de tornillo de radio y longitud especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma.



Vaciado: Genera un vaciado en las caras seleccionadas con una anchura de pared especificada.

Los sólidos diseñados por defecto no tendrán contacto entre sí, lo cual es beneficioso a la hora de diseñar en 2-D, ya que no existirá interferencia entre las piezas.

A3.7. Modificación de las especificaciones iniciales de los sólidos.

Los sólidos diseñados pueden ser modificados normalmente tanto en posición como en dimensiones, pero como se pueda hacer depende de cómo haya sido diseñado.

La posición y las dimensiones pueden ser modificadas de de dos maneras, en función de si han sido referidos a puntos o no:

- Si han sido añadidos a puntos la posición y las dimensiones deberán ser modificadas reubicando los puntos mediante “Point Table” como ya se explico anteriormente.
- Si no han sido referidos a puntos la posición y las dimensiones se modifican de las siguientes maneras.

A3.8. Posición.

La posición se puede modificar pinchando dos veces con el botón izquierdo del ratón o con el desplegable del botón derecho indicando la parte (PART) y Modify (figura 16):

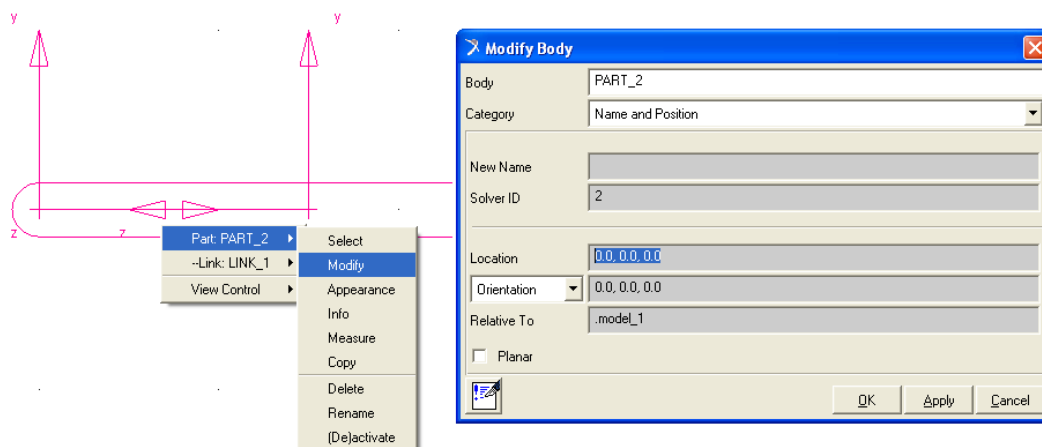

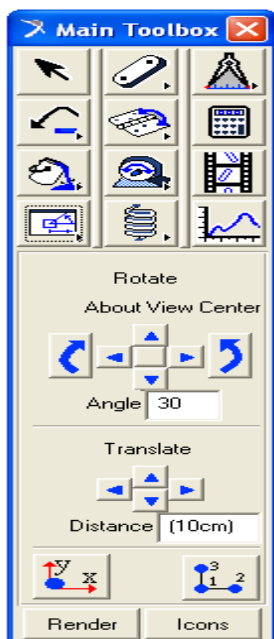


Figura 16. *Modificación de posición y orientación.*

En “Category” se indica “Name and Position” y se posiciona el centro de masas de la pieza en “Location” teniendo en cuenta de que son coordenadas LOCALES. Además se podrá variar la orientación del sólido en “Orientation”.

Otra forma de modificar la posición de un sólido es utilizando los iconos que se muestran a continuación:

Si se pincha  en la barra de tareas se transforma en la que aparece a la izquierda. Si se selecciona directamente el sólido que queremos con el cursor se podrá modificar su posición con las opciones que aparecen en la imagen.



Si se abre el desplegable del icono anterior aparecen las siguientes opciones:

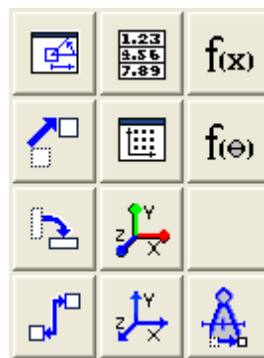


Figura A17. *Ventanas para el posicionado de sólidos.*

De las opciones anteriores destacan las siguientes:



Traslación: Traslada un sólido desde una posición a otra. Es conveniente utilizar los markers.



Rotación: Gira un sólido un ángulo prefijado según un eje especificado. Es conveniente utilizar los markers.



Alineación: Alinea la cara elegida de un sólido respecto a otra cara seleccionada de otro.

Para cambiar el ángulo de la pieza, escribir la rotación que se desee y hacer clic en la dirección, a la izquierda o a la derecha para girar. También se puede trasladar la pieza utilizando esta opción.

A3.9. Dimensiones.

Se modifican con el desplegable del botón derecho e indicando dentro de PART el sólido:

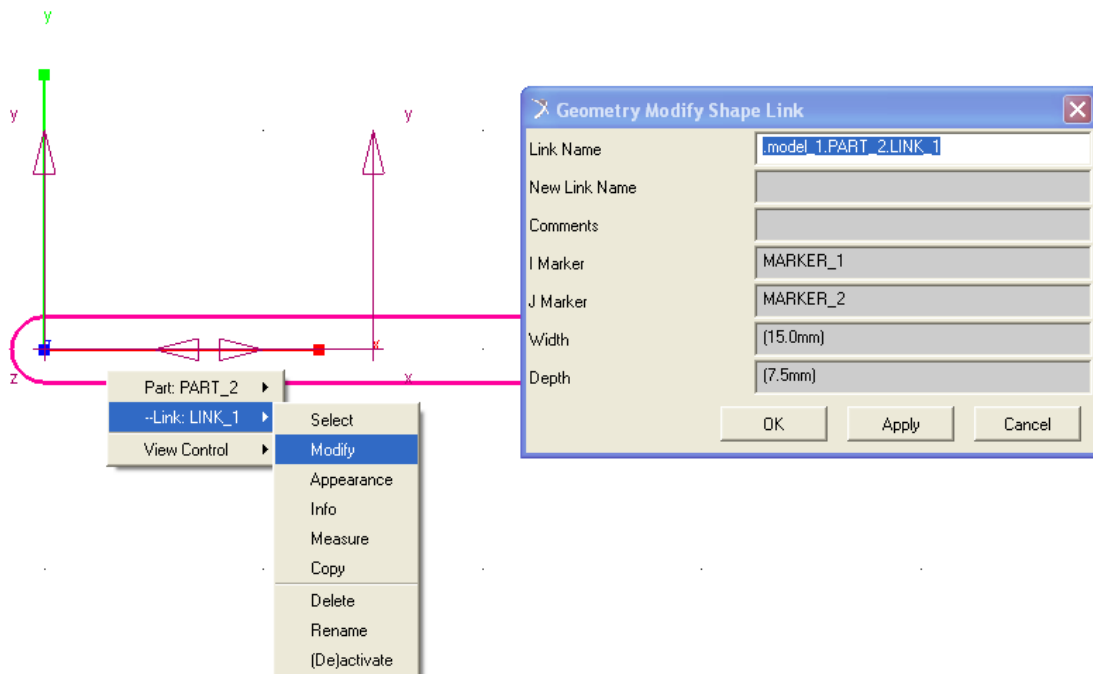


Figura A18. Modificación de dimensiones.

En ocasiones no se pueden modificar todas las dimensiones, por lo que se eliminará el sólido y se dimensionará de nuevo. Para eliminar un sólido se puede realizar seleccionándolo y pulsando “Ctrl + X” ó con el desplegable del botón derecho y en “Delete”. Si se quieren eliminar varios sólidos se pueden seleccionar utilizando la tecla Ctrl y seleccionándolos con el ratón y utilizando “Delete” del menú “Edit”.

Los colores de los sólidos pueden ser modificados utilizando el icono desplegable



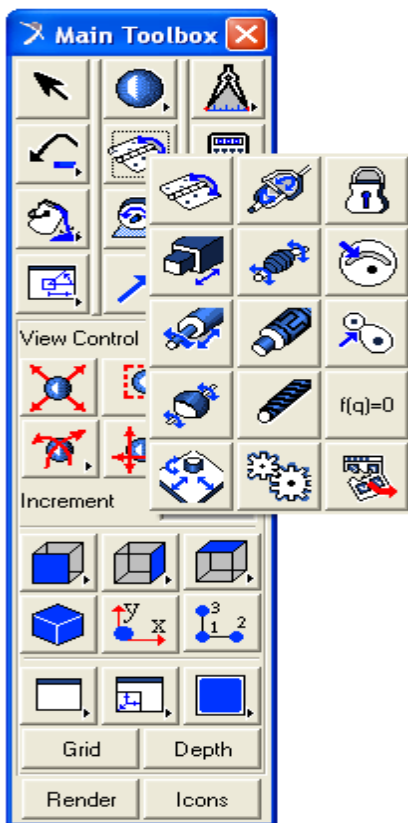
Durante el diseño siempre se podrá deshacer una operación errónea con el icono



A4. Diseño de juntas, actuadores y fuerzas.

Una vez diseñados los sólidos y determinado su posición se procederá a aplicar las juntas y restricciones de movimiento para que el mecanismo se comporte como se desee.

A4.1. Juntas.



La articulación se puede encontrar haciendo clic derecho sobre el icono de la articulación de revolución



Las articulaciones son utilizadas en ADAMS / View para describir cómo interactúan dos partes. Se pueden colocar en cualquier lugar de su modelo.

Cuando se crean articulaciones, es importante que se apliquen en el plano correcto. En ADAMS / View, es posible ver el modelo desde todos los ángulos. Para ello, haga clic derecho en alguna parte de la ventana de ADAMS/View. Se puede elegir entre Frente <F> (vista por defecto), Derecho <R>, Planta <T> y Iso <I> (3D). Después de crear un conjunto, es una buena idea comprobar que la articulación se aplica en el plano correcto.

Figura A19. Ventana para la creación de juntas.

En la barra de tareas se dispone de las siguientes opciones:



Para el diseño de juntas en principio se dejará el menú de construcción tal y como viene por defecto, es decir, dos cuerpos y una localización.

La manera de situarlas es elegir con el ratón los sólidos, o un sólido y el suelo (uno a uno) y por último la localización.

En ocasiones, debido al número de sólidos, markers, puntos, etc., que hay en una determinada zona se hace difícil elegir lo que se desea, por lo que en esos casos, una vez elegida la junta se pulsará con el botón derecho en la zona donde se quiere situar y aparecerá un cuadro de diálogo como el siguiente donde se podrá seleccionar los sólidos ó elementos de diseño si procediese.

Figura A20. Ventana de selección de juntas.

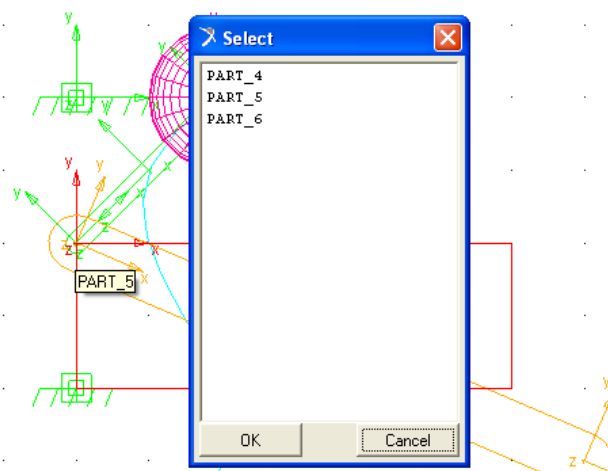


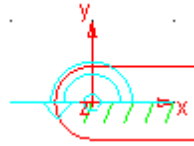
Figura A21. Selección de elementos.

A4.1.1. Tipos de juntas.

De todas las juntas y restricciones se destacan las siguientes:



JUNTA DE ROTACIÓN:

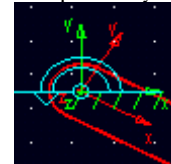


Restringe totalmente el movimiento de traslación y la rotación en dos direcciones, permitiendo por tanto la rotación en una sola dirección. La dirección de rotación es, por defecto, normal a la malla, si está activada, o perpendicular a la vista seleccionada en ese momento si está desactivada. Permite la rotación de una parte con respecto a la otra parte alrededor de un eje común.

Para crear un conjunto de revolución:



1. Seleccionar la herramienta revolution joint
2. La configuración por defecto de un conjunto de revolución son "One Location" y "normal to grid", que describe la orientación de la articulación. Si la articulación se aplica en "One Location", la pieza será inmovilizada en el suelo, en lugar de "2-Bod 1Loc" que permite que dos piezas giren una respecto a la otra. Si "normal to grid" está seleccionado, el conjunto se aplicará de manera que el pasador es normal, o perpendicular a la malla.
3. Si la unión es sólo para una pieza unida a tierra, haz click en el punto y una articulación



de revolución se muestra como una flecha en torno al punto:

4. Si la junta conectara dos piezas, cambiar la configuración a "2 Bod Loc-1" o "2 Bod-2 Loc.". Haga clic en la parte 1, parte 2 y luego en el punto de conexión.

Si se desea modificar pulsaremos con el botón derecho en modificar y aparecerá el siguiente menú:

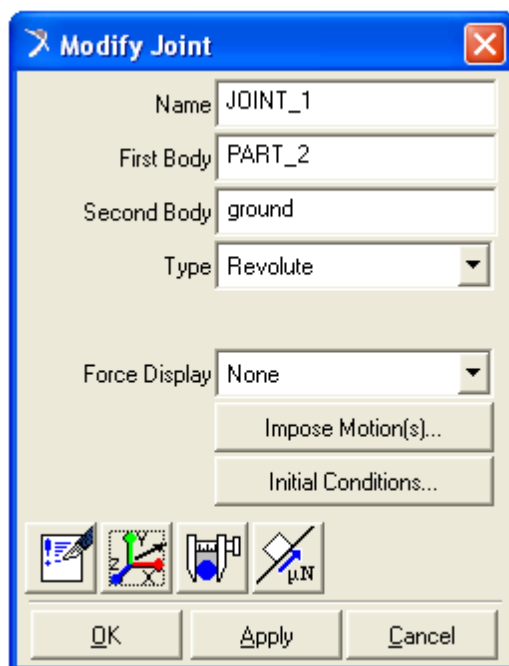


Figura A22. Menú de modificación de juntas.

En este menú se podrá redefinir los sólidos que componen la junta, el tipo de junta, si deseamos aplicar una fuerza, realizar medidas, desplazar o girarla o incluso darle fuerza de rozamiento.

Los menús de desplazamientos y de fuerzas de rozamiento son:

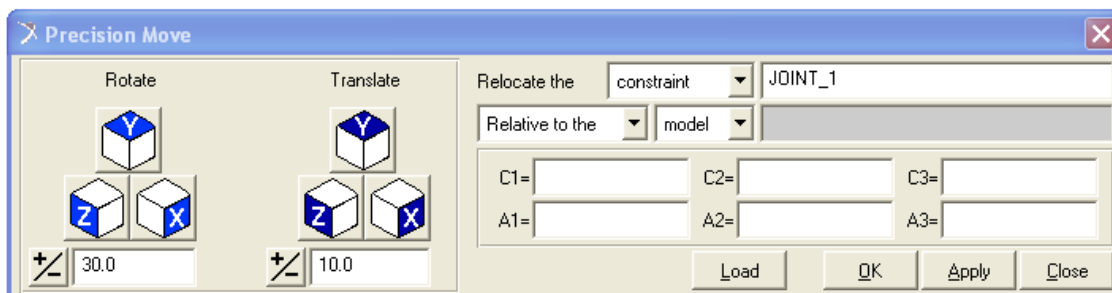


Figura A23. Menú de movimientos de precisión de juntas.

La principal aplicación de éste menú es la posibilidad de girar juntas en las tres direcciones del plano cuando la dirección especificada no es válida para el diseño.

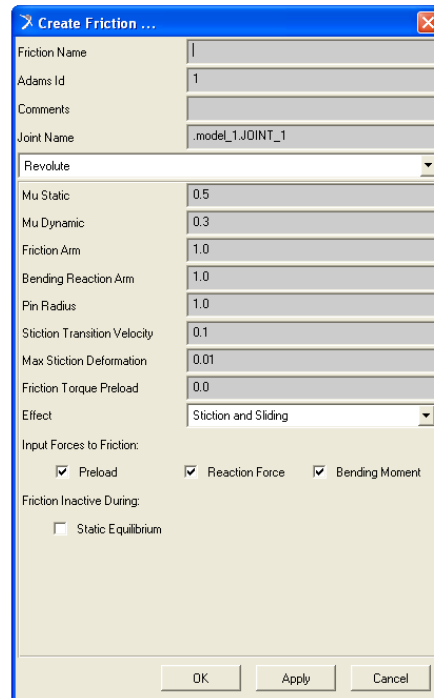
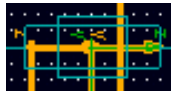


Figura A24. Definición de fricción en juntas.

Por defecto las juntas son ideales, no tienen rozamiento, pero éste se puede definir de la forma que se desee.



JUNTA DE TRASLACIÓN:



Restringe el movimiento de tal manera que sólo se permite la traslación de una pieza en una dirección respecto a otra. Las piezas sólo se pueden trasladar, no rotar, con respecto a la otra. La dirección de movimiento, una vez seleccionados los sólidos (o el suelo) debe ser especificada. La dirección del movimiento de la articulación de traslación es paralela al vector de orientación. Los menús son iguales que el caso anterior.

Para crear un conjunto de traslación:



1. Seleccione la herramienta translational joint de la caja de herramientas de articulaciones.
2. La configuración por defecto de un conjunto de traslación son "One location" y "Pick Feature".
3. Haga clic en la parte que usted desea que se traslade.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

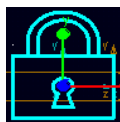
4. Una flecha blanca mostrará la dirección de traslación de la pieza. Haga clic en la dirección en la que desea que se produzca la traslación y la articulación de traslación se



muestra a continuación:




JUNTA FIJA:



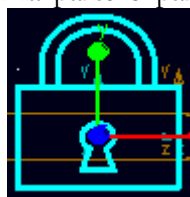
Restringe el movimiento de tal manera que anula todos los grados de libertad de un sólido respecto de otro o de un sólido respecto al suelo.

Es importante entender que a la hora de diseñar juntas los sólidos no tienen por qué estar en contacto. La junta si ha sido diseñada correctamente no necesita que las piezas estén físicamente en contacto.

1. Seleccionar la herramienta junta **fija**  de la tabla de herramientas de las articulaciones.

2. La configuración por defecto de un conjunto fijo son "One Location" y "Pick Feature". Si la junta se coloca entre una pieza y la tierra, ésta quedará unida a tierra. ADAMS/View también da la opción de fijar la articulación entre "Two Bod-1Loc" y "Two Bod-2 Loc". Con juntas fijas, la ubicación y la dirección no suelen ser importantes. La única excepción sería en el caso de que una junta fija permita momentos que pueden llegar a ser bastante grandes en función de dónde se coloque la junta.

3. Haga clic en la parte o partes que van a permanecer fijas. El conjunto se muestra a



continuación:

4. Si sólo se “pincha” en una pieza, ésta será fijada al suelo. ADAMS/View aplica automáticamente la junta fija común para ambas partes. Esto significa que ambas partes se quedan fijadas rígidamente.



A4.2. Actuadores.

Los actuadores generan movimiento en los sólidos rígidos. Impone un movimiento de rotación o traslación a una junta de traslación, de revolución, o cilíndrica. Cada movimiento de la articulación elimina un DOF de su modelo. Estas juntas motrices son muy fáciles de crear, pero te limita los movimientos en una sola dirección o rotación. Son los siguientes:



MOTOR LINEAL:


Se debe aplicar en una junta de traslación ó cilíndrica. Genera movimiento lineal en una dirección que debemos especificar y elimina la posibilidad de rotación. La velocidad debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.

1. Hacer clic derecho en “rotational joint motion” (movimiento de rotación de la articulación)  en la tabla de herramientas para poder ver todos los posibles movimientos.
2. Seleccionar la herramienta de “translational joint motion” (movimiento traslacional de la articulación)  con el botón izquierdo del ratón.
3. Introducir la velocidad deseada en el campo de velocidad.
4. Utilizar el botón izquierdo del ratón para seleccionar el conjunto para el cual el movimiento será aplicado.

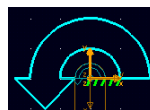


MOTOR ROTATIVO:

Se debe aplicar en una junta de rotación ó esférica. Genera movimiento angular en la dirección de la junta. La velocidad angular debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.

1. Seleccionar la herramienta de “rotational joint motion” (movimiento de rotación de la articulación)  con el botón izquierdo del ratón en la caja de herramientas principal.
2. Introducir la velocidad deseada en el campo de velocidad (Nota: ADAMS/View establece automáticamente la velocidad a 30 grados por segundo). Para especificar una velocidad en radianes por segundo, escribir al final del valor de la velocidad una "r". Utilice una "d" si queremos grados por segundo.
3. Utilizar el botón izquierdo del ratón para seleccionar el punto de la pantalla donde se aplicará la rotación. El movimiento se muestra con

una gran flecha alrededor de la articulación:





ACTUADOR LINEAL DE UNA DIRECCIÓN:

Se especifica por defecto entre dos sólidos, o un sólido y el suelo, y con una dirección. La velocidad debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.



ACTUADOR

Se especifica entre dos sólidos y la localización. Una vez situada aparece un cuadro de diálogo (figura 4.25) en el que se define el movimiento del actuador. En él se podrá especificar el movimiento de los 6 grados de libertad, si son libres, si tienen aceleración, etc.

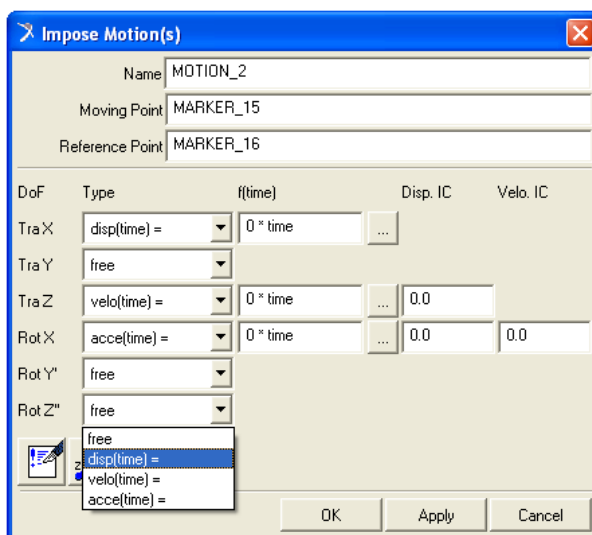



Figura A25. Ventana de imposición de movimiento en actuadores.

En ocasiones hay que especificar que los actuadores solo generen movimiento durante un intervalo de tiempo. Esto se puede definir de la siguiente manera:

Lo primero que hay que hacer es pinchar en el actuador y modificarlo.

En el menú del actuador se puede ver dónde está aplicada, el tipo, la dirección, la función de movimiento y si esta es de desplazamiento, velocidad ó aceleración. Por defecto son de traslación, y dependen del tiempo.

Si se desea modificar la función para variar el movimiento se puede hacer directamente en el cuadro o pinchar en  apareciendo el constructor de funciones de la figura 26 que se muestra en la siguiente página.

En el constructor de funciones se puede ver la función “30.0d * time” donde “d” se refiere a los grados y “time” al tiempo. Si se quiere definir para que el motor solo actúe en un intervalo se utilizará la función “IF”:

IF (time-A:B,C,D) donde:

- A: tiempo para el cual está definida la función
- B: función que debe realizar antes del tiempo A
- C: función que debe realizar durante el tiempo A
- D: función que debe realizar después del tiempo A

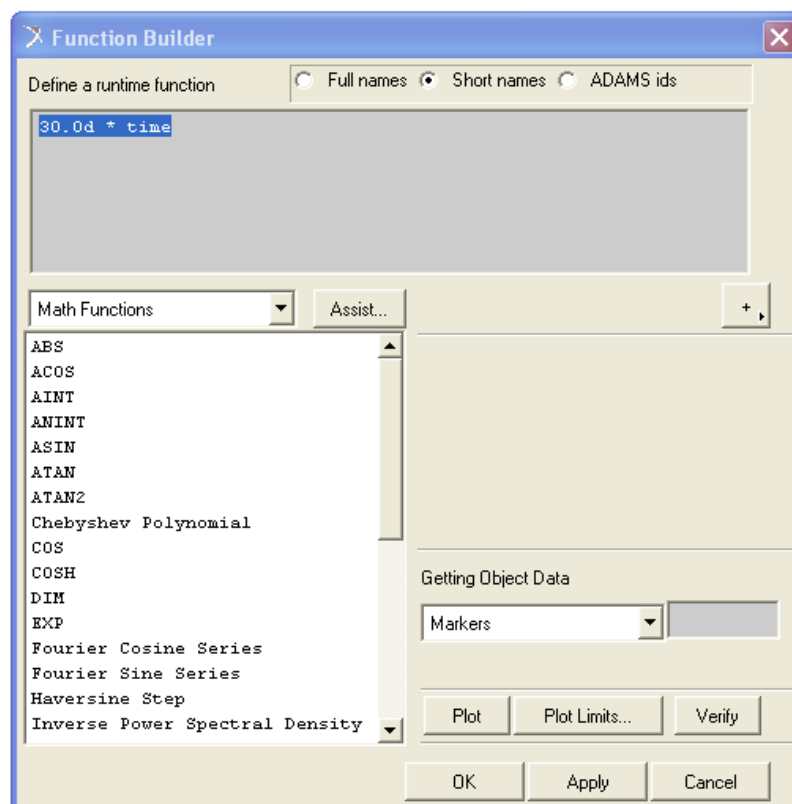


Figura A26. Constructor de funciones.

A4.3. Fuerzas.

Además de los actuadores, podemos aplicar fuerzas a los sólidos para que se comporten también de una determinada forma. Las fuerzas se aplicarán con el siguiente desplegable:

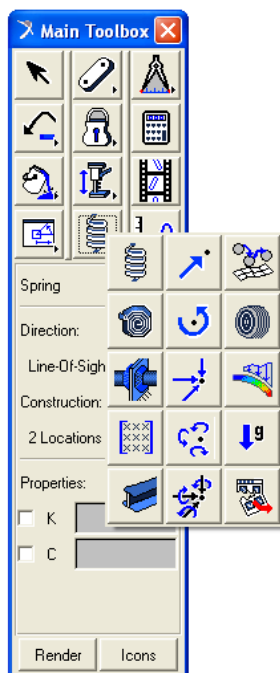


Figura A27. Menú de fuerzas.

Se comentarán brevemente los más comunes:



Genera una fuerza lineal en un cuerpo en una dirección indicada.



Genera un par de giro en un cuerpo en una dirección dada.



Genera una fuerza de amortiguamiento lineal entre dos sólidos.



Genera un par de amortiguamiento entre dos sólidos.



Genera una fuerza extraordinaria, como la gravedad, pero en la dirección que se desee.

Las fuerzas aplicadas son las fuerzas que definen las cargas. Las fuerzas aplicadas son muy generales, pero debe proporcionar su propia descripción del comportamiento de la fuerza mediante la especificación de un valor constante de la fuerza, expresión de una función, o los parámetros escritos por el usuario vinculados a una subrutina en ADAMS/View.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

ADAMS/View también le permite especificar cómo reaccionan las piezas cuando entran en contacto unas con otras cuando el modelo esté en movimiento.



1. Haga clic en la herramienta **spring tool** en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.



2. Seleccione la fuerza aplicada (solo componente en una única dirección) icono con el botón izquierdo del ratón.

3. Seleccione **Run-Time Direction** (sentido de ejecución en el tiempo) de acuerdo a lo siguiente:

- Espacio fijo.
- Cuerpo en movimiento.
- Dos cuerpos: la fuerza se aplica entre dos cuerpos diferentes. El primer cuerpo elegido será el organismo de acción, el segundo cuerpo será el organismo de reacción y recibe la fuerza de acción.

4. Si la fuerza se aplica a sólo una pieza, seleccionar una construcción específica de acuerdo a lo siguiente:

- Pick Feature: Esto le permite elegir la dirección de la fuerza.
- Normal to Grid: ADAMS/View aplicará automáticamente la fuerza en una dirección normal a la malla.

5. Seleccione una **característica** de acuerdo a lo siguiente:

- Constante: ADAMS/View le permite especificar un valor constante.
- Personalizado: usted define la ecuación constitutiva de la fuerza aplicada al cuerpo de acción. ADAMS / View evalúa las fuerzas de reacción en el cuerpo de reacción.

6. De acuerdo a los números 3 y 4, seleccione el número correcto de los cuerpos y dirección.



Una fuerza se muestra con un marcador:

A4.3.1. Muelles y Fuerzas de amortiguamiento.

ADAMS / View crea muelles y las fuerzas de amortiguación para representar las fuerzas que actúan entre dos partes a una distancia y a lo largo de una dirección. Para crear un muelle:

1. Haz clic izquierdo en la herramienta spring  situada en la caja de herramientas principal.

2. La pantalla de opciones aparecerán en la caja de herramientas principal:

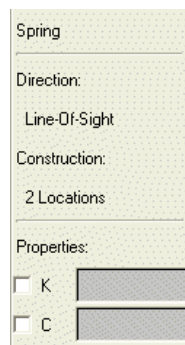


Figura A28. Ventana de propiedades de muelles y amortiguadores.

3. Introduzca el valor de K adecuado para el muelle que está simulando. Si se requiere de amortiguación, introduzca un valor de C también.

4. Haz clic izquierdo en el punto de la primera pieza y una vez en el punto de la segunda pieza para que se muestre el muelle (Nota: puede ser una buena idea para comprobar la ubicación exacta del muelle mirando el modelo desde diferentes puntos de vista).

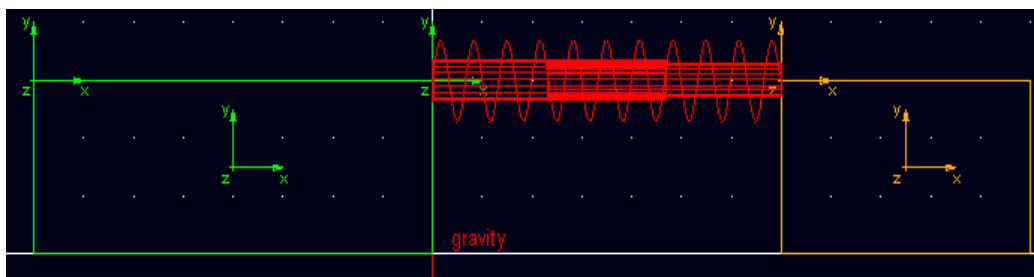


Figura A29. Muelle y amortiguador.

Una aplicación importantísima es la capacidad de dar contacto:



El contacto se genera entre dos sólidos con el cuadro de diálogo siguiente (figura 4.27):

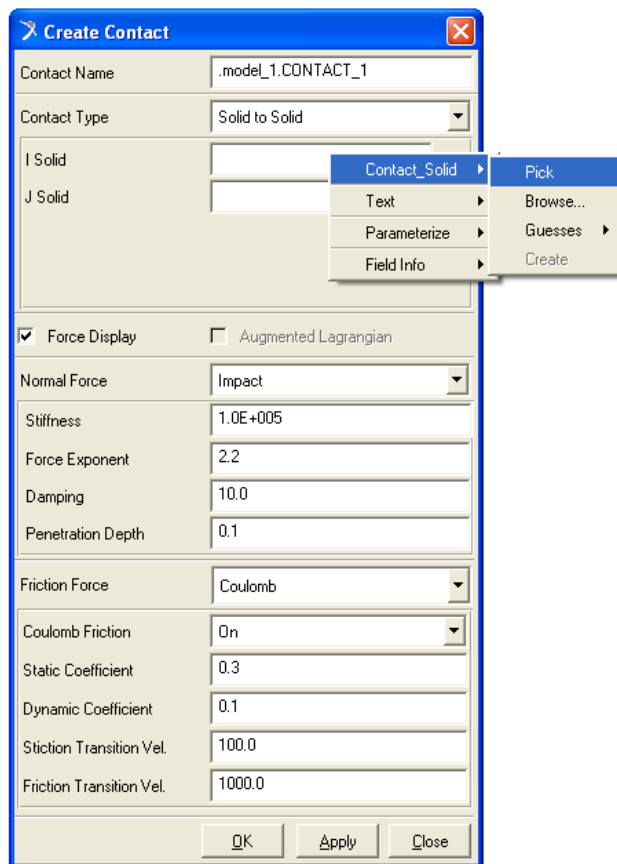



Figura A30. Ventana de opciones de contactos.


Con el botón derecho, siguiendo la imagen de ejemplo, se seleccionará los sólidos en “I solid” y “J solid” que queremos que tengan contacto. Además se podrá definir el tipo de contacto y si se desea fuerza de rozamiento.

A5. Simulación del modelo.

A5.1. Verificar el modelo.

Se podrá utilizar la herramienta Verificar modelo para comprobar los errores en el modelo, como juntas mal alineadas y piezas sin restricciones. La herramienta se puede

encontrar haciendo clic derecho sobre el botón de información  en la esquina inferior derecha de la ventana ADAMS/View. Seleccionar la herramienta de Comprobar modelo,

haciendo clic izquierdo . La ventana de información aparecerá:

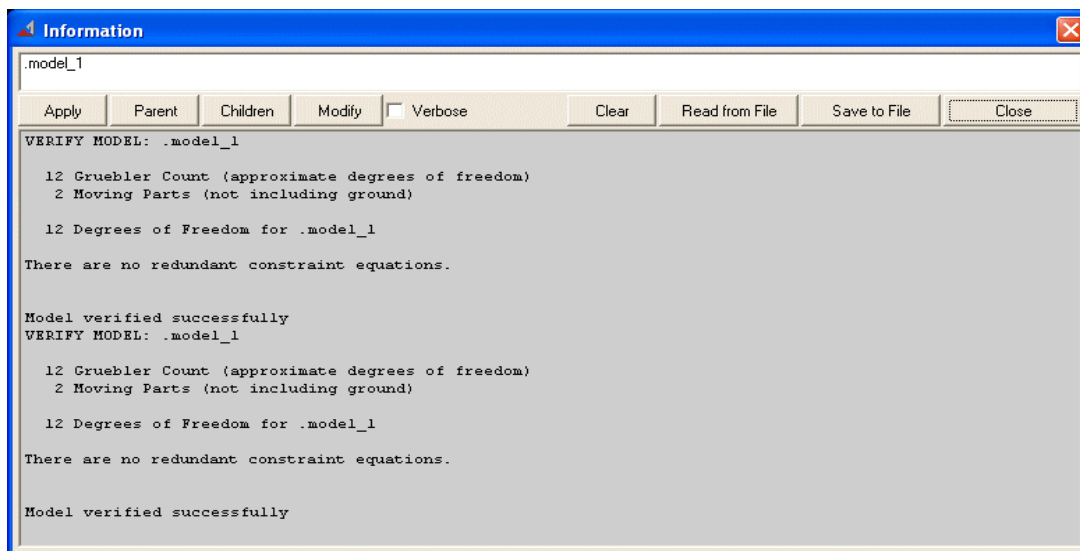
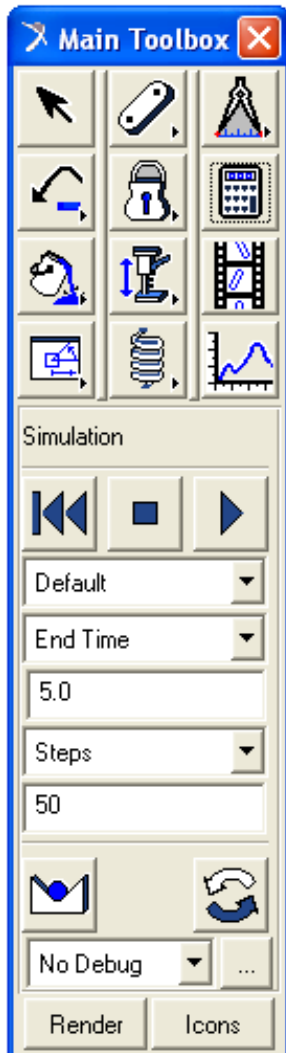


Figura A31. Ventana de verificación del modelo.


La ventana que se muestra proporciona información importante acerca de su modelo, incluyendo el número de partes móviles y las articulaciones.

Asimismo, se mostrará el número de grados de libertad en el modelo y luego le dirá si el modelo es correcto. Si el modelo no se verifica, puede ser necesario comprobar sus articulaciones o si el modelo simulado es correcto.

A5.2. Panel de simulación.



Una vez diseñado el modelo y verificado se procede a simularlo.

Para ello se utiliza el siguiente icono,  transformándose la barra de tareas en la que aparece a continuación:

Antes de simular conviene comprobar el equilibrio estático para ver si se ajusta a lo esperado. El equilibrio se comprueba con



La primera opción que hay que definir es qué tipo de simulación desea realizar (por defecto, dinámica, cinemática o estática). A menos que un problema le indique lo contrario, default (por defecto) es la elección habitual.

Durante la simulación se aprecian los posibles errores de diseño, de forma que el mecanismo se comporte de forma inesperada o que surjan errores en la simulación y ésta se detenga. Si esto sucede hay que estudiar los posibles errores, resolverlos y volver a simular de nuevo.

Figura A32. Menú de simulación.

Los iconos que tenemos en la simulación son los siguientes:



Sirve para iniciar la simulación



Sirve para detener la simulación en un momento dado.



Sirve para reiniciar las condiciones iniciales de la simulación. Es imprescindible pulsarlo para volver a simular.



Repite la última simulación realizada.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

1. Ajuste del tiempo de duración:

La siguiente opción en el panel de la simulación es para elegir una hora de finalización o la duración de la simulación. Si elegimos una hora de finalización comenzará la simulación desde el reposo, mientras que si elegimos una duración fija no necesariamente parte del reposo ($t = 0s$). Para ello:

1. Seleccionar “End Time” o “Duration” del campo de opción en el panel de simulación.
2. Introducir el tiempo deseado para la simulación.

Para una simulación corta y relativamente fiable con unos 100 pasos por segundo basta. Si se quiere refinar se introducirán entre 500 y 1000 pasos por segundo.

2. Ajuste de los pasos de tiempo:

Los intervalos de tiempo son utilizados en ADAMS/View para determinar cómo se ejecuta la simulación. Se puede elegir un tamaño de paso, que es la cantidad de tiempo que transcurre entre las imágenes y, los pasos, que es el número de pasos que ocurren en la simulación completa. Ambas opciones son bastante similares y ha de ajustarse a cada problema.

Para establecer los intervalos de tiempo:

1. Seleccionar “Step Size” (Tamaño de paso) o “Steps” (Pasos) del campo de opción en el panel de simulación.
2. Introducir el valor deseado para los intervalos de tiempo.

A6. Animación del modelo.



Una vez simulado el modelo se puede visualizar con

Quedando la barra de tareas de la manera siguiente:

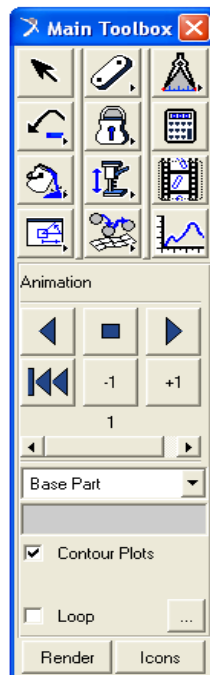


Figura A33. Menú de animación.

Con los iconos que aparecen se puede reproducir la animación, parar, reproducir en sentido inverso y reiniciar. Además, si se marca la pestaña “loop” la animación se reiniciará automática e indefinidamente cuando ésta acabe. Si se quiere dar más opciones se puede pulsar visualizando entonces el siguiente menú:

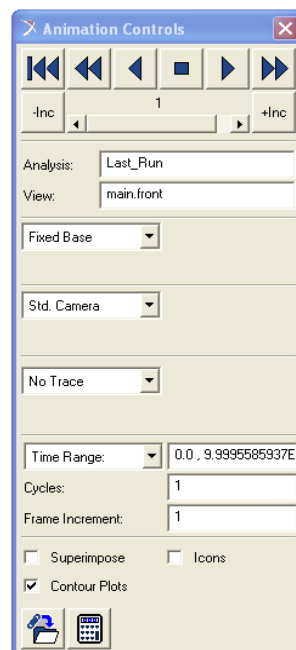


Figura A34. Ventana de opciones de simulación.

Aquí se podrá utilizar una cámara móvil que siga uno de los sólidos o markers, generar una traza que describa el movimiento de un marker, variar el rango del tiempo de reproducción o aumentar la velocidad de reproducción usando “frame increment” con un valor entero mayor que uno.

A7. Toma de medidas.

Para la toma de medidas es imprescindible haber primero simulado.

De una manera elemental se pueden medir ángulos, desplazamientos, velocidades y aceleraciones lineales entre dos sólidos utilizando los iconos que se muestran a la izquierda, apareciendo en el espacio de trabajo un diagrama como el que se muestra continuación:

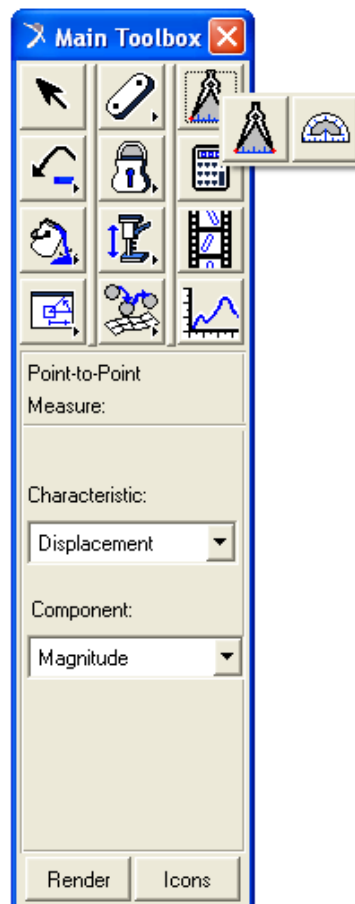


Figura A35. Menú para toma de medidas.



A7.1. Medir longitudes y ángulos.

1. Para medir longitudes:



1. Seleccionar la herramienta de medida de la tabla de herramientas haciendo clic izquierdo sobre él.
2. Hacer clic con el botón izquierdo en la primera ubicación donde se desea iniciar la medición.
3. Hacer clic con el botón izquierdo en la segunda ubicación que va a completar la medición.
4. Un gráfico aparecerá y mostrará cómo la distancia varía con el tiempo.

2. Para medir ángulos:



1. Hacer clic en la herramienta de medida de ángulo en la tabla de herramientas principal. Haga clic en la herramienta de ángulo
2. Hacer clic izquierdo en la punta del primer vector del ángulo que se desea medir.
3. Hacer clic izquierdo en el vértice del ángulo.
4. Hacer clic izquierdo en la punta del segundo vector.
5. Un gráfico aparecerá y mostrará cómo el ángulo varía con el tiempo especificado.

Esto también puede hacerse durante el proceso de modelado, para comprobar que las mediciones son exactas.

A7.2. Medir las características físicas.

Las características pueden verse para cualquier objeto creado en ADAMS/View. Las características incluyen posición, velocidad, aceleración, fuerza, etc.

1. Hacer clic derecho sobre el objeto a medir, seleccionar la parte y seleccionar la Measure (Medida) de la barra que aparece.
2. La ventana de medir partes aparecerá:

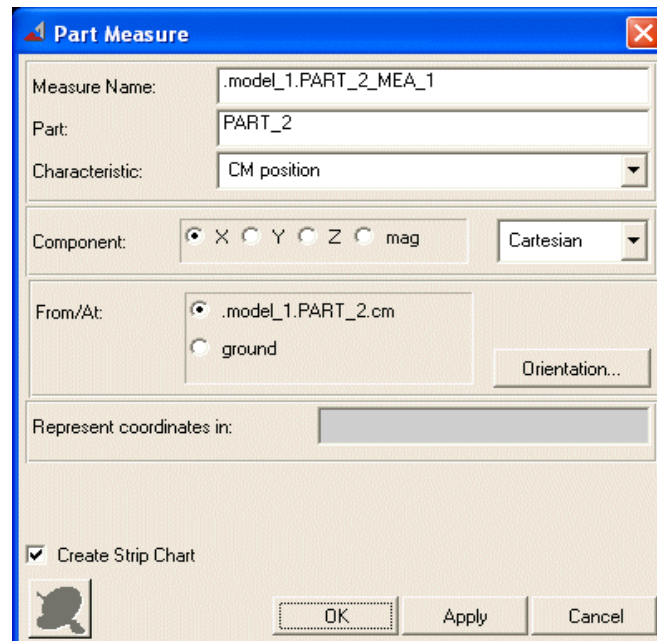


Figura A36. Ventana de selección de medidas.

3. Comprobar que la parte correcta se selecciona en el campo “Part”. También se puede seleccionar un nombre para esta medición en esta ventana.
4. En el campo de características, seleccionar la característica que se desea medir.
5. En el campo de componentes se puede seleccionar qué componente de la característica se desea medir (p.e. la velocidad solo en la dirección x). Seleccionar “Mag” si sólo se desea la magnitud global de la aceleración.
6. En el campo “From/At”, seleccionar el centro de su medición.
7. Seleccionar OK y aparecerá un gráfico en la ventana de ADAMS/View, con un estilo similar al siguiente:

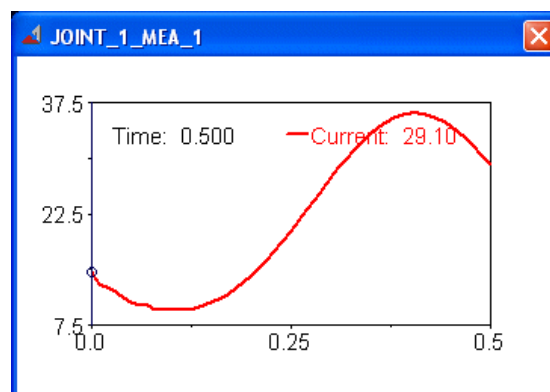


Figura A37. Ventana del gráfico de medida seleccionada.

Otra forma de obtener medidas es utilizar los markers y las juntas para medir directamente sobre ellos. Para ello se seleccionará el marker o la junta, y con el botón derecho se seleccionará “Measure”, mediante el cual se podrá obtener, según el sistema de coordenadas (cartesiano, cilíndrico o esférico) multitud de medidas de diferentes parámetros, como desplazamientos, posición respecto a diferentes ejes, velocidades, aceleraciones, fuerzas, pares de giro, etc.

A8. Postprocesador.

Para finalizar esta guía y antes de los ejemplos prácticos presentados en el Anexo I, se explicará brevemente el post-procesador de datos y como exportar los mismos.

El post-procesador es una herramienta de ADAMS.MSC llamada “ADAMS Postprocessor” que permite un estudio detallado de los resultados que se han obtenido mediante las simulaciones. Además permite visualizar también animaciones para su posterior exportación.



ADAMS -
PostProcessor

Se puede acceder a él mediante el acceso directo o directamente desde ADAMS View de una manera más cómoda siguiendo los pasos siguientes:

Cuando se toma una medida de cualquier tipo se pulsará sobre ella con el botón derecho y se seleccionará “Transfer To Full Plot” de la siguiente forma:

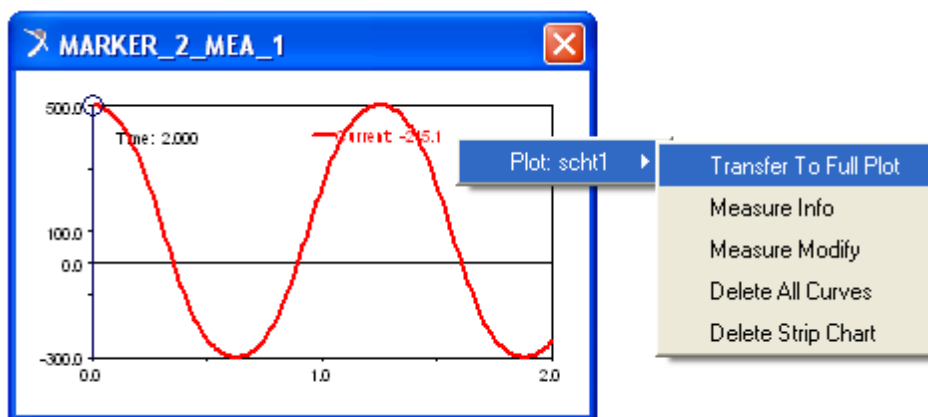




Figura A38. Pasos de medidas al Post-procesador.

Una vez hecho se abrirá el post-procesador automáticamente.

Todo lo que se guarde de esta forma a partir de ahora quedará guardado en la misma base de datos que estemos utilizando de manera que siempre que esté la base de datos abierta en la que la cual se esté trabajando se podrá acceder directamente al post-

procesador pinchando en el siguiente icono  de la barra de tareas. Y de la misma forma se podrá volver a ADAMS View con: 

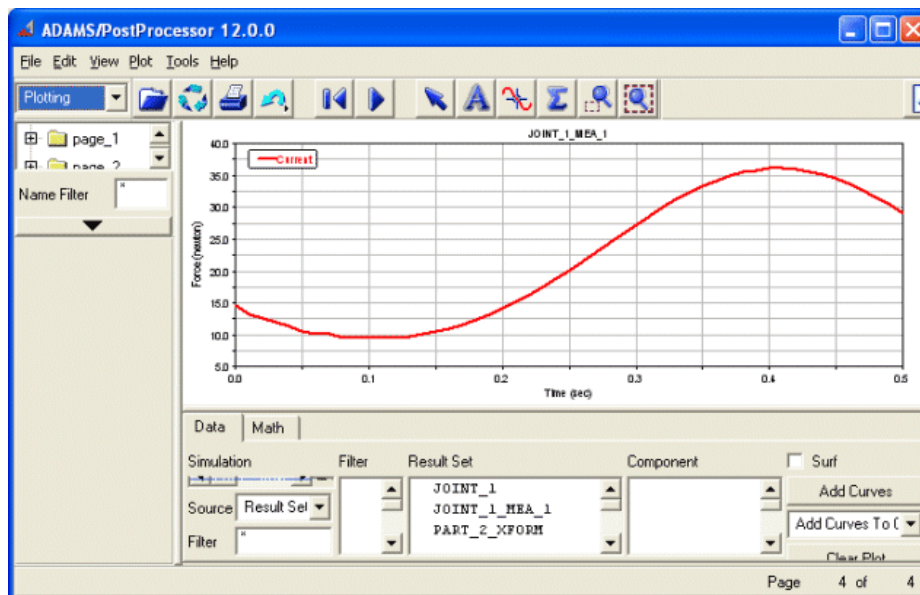



Figura A39. Ventana de Adams/Postprocessor.

1. Hacer clic en varios puntos del gráfico para ver las diferentes opciones que se pueden cambiar. Es posible cambiar los valores máximo y mínimo, las etiquetas en el eje, así como el título de la gráfica antes de imprimir.

2. Se puede imprimir desde esta pantalla, seleccionando el icono de **impresión** 

6. También se puede rastrear el cambio de la variable medida seleccionando el icono de seguimiento . Se puede ver la evolución de la variable medida con respecto al tiempo:

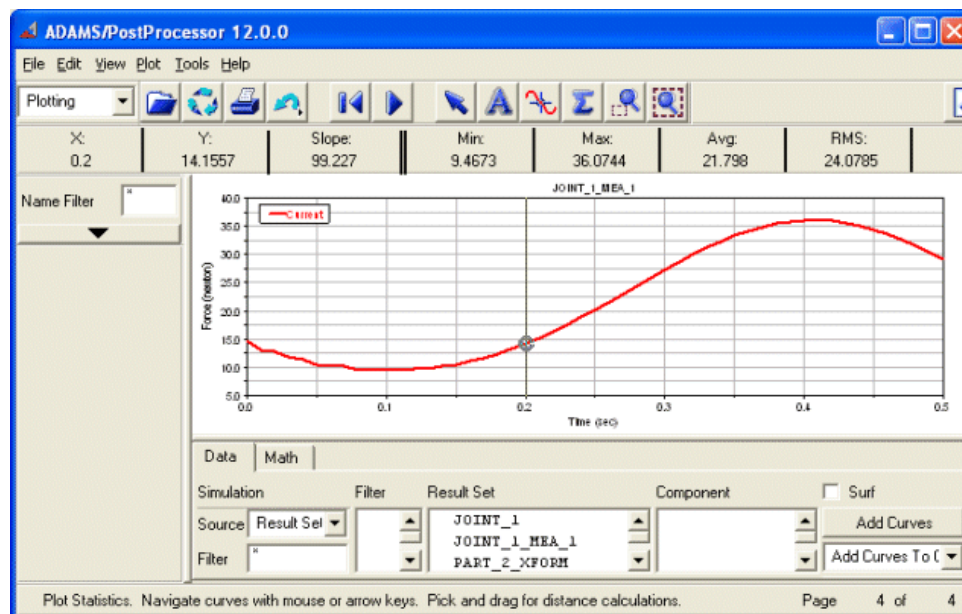


Figura A40. Ventana de Adams/Postprocessor donde se muestra el icono de seguimiento.

A9. Exportación de datos de Adams/View a Excell.

Para exportar los datos que proporciona ADAMS/View después de cada simulación tenemos que encontrarnos en la ventana de estudio de gráficas.

Una vez nos encontremos en esta ventana seguimos los siguientes pasos:

1. Hacer clic izquierdo en File / Export.
2. Elegir Spreadsheet como modo de exportación a excell. El archivo se guardará como una tabla (.tab).

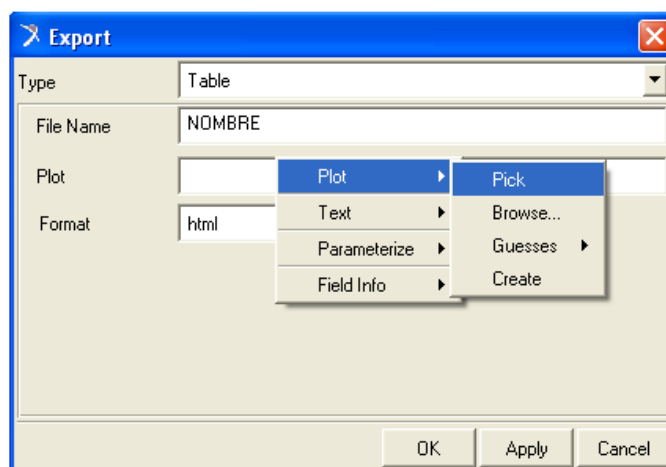


Figura A41. Exportación de datos.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Si queremos realizar gráficas comparativas y poder examinar los datos exportados de Adams/View seguimos los siguientes pasos:

1. Una vez tenemos este archivo guardado, abrimos excell y seleccionamos Datos y en el apartado “Obtener datos externos” seleccionar “Desde texto”. Seleccionar el archivo exportado desde ADAMS/View.
2. Aparecerá un menú en el que hay que dar tres pasos. En el primero y en el segundo no hay que modificar nada por lo que hacemos clic en Siguiente. En el tercer paso, hacer clic en a “Avanzadas” para seguidamente seleccionar el punto (.) como separador de decimales y () en blanco el separador de miles.



Anexo B

Aspectos importantes en la
definición de los contactos en
MSC.Adams.

B1. Introducción a los contactos en ADAMS.

Los contactos permiten modelar la interacción entre dos elementos cuando colisionan durante la simulación.

Los contactos se agrupan en dos categorías:

- Contactos en dos dimensiones, los cuales se aplican para la interacción entre geometrías planas.
- Contactos en tres dimensiones, los cuales se aplican para la interacción entre geometrías de sólidos, como por ejemplo: esferas, cilindros, etc...

Es muy habitual que el software muestre un error a la hora de trabajar con contactos, siendo normalmente las causas que producen el error las siguientes:

- Un valor demasiado elevado de la rigidez. De hecho, se aconseja reducir la rigidez en un factor de 10 si es muy elevada.
- Velocidades de deslizamiento para el coeficiente de rozamiento estático y dinámico demasiado pequeñas.
- Coeficientes de rozamiento estático y dinámico muy altos.

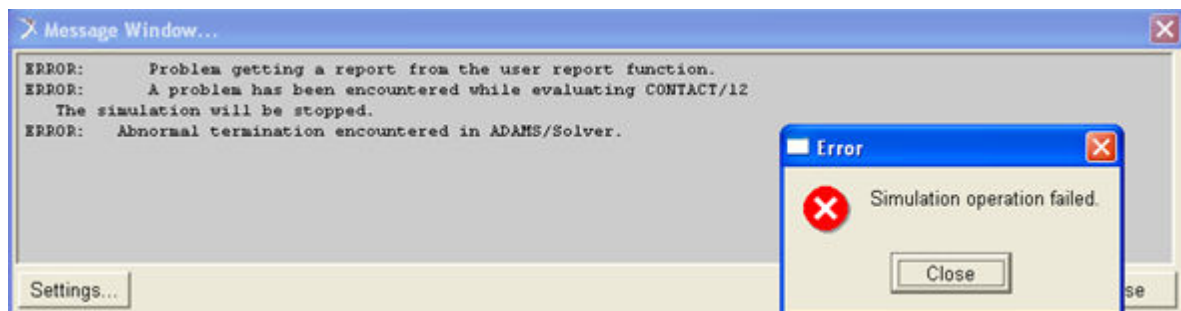


Figura B.1. Mensaje del software mostrando un error.

B2. Modelos de las fuerzas que aparecen en los contactos.

La fuerza que define el contacto entre dos cuerpos en Adams se compone de una fuerza de rozamiento y de una fuerza normal. A continuación se explican en detalle dichas componentes de la fuerza de contacto.

B2.1. Fuerza de rozamiento.

El solucionador del software ADAMS utiliza una curva como la que se muestra a continuación para definir la relación entre la velocidad de deslizamiento y el coeficiente de rozamiento.

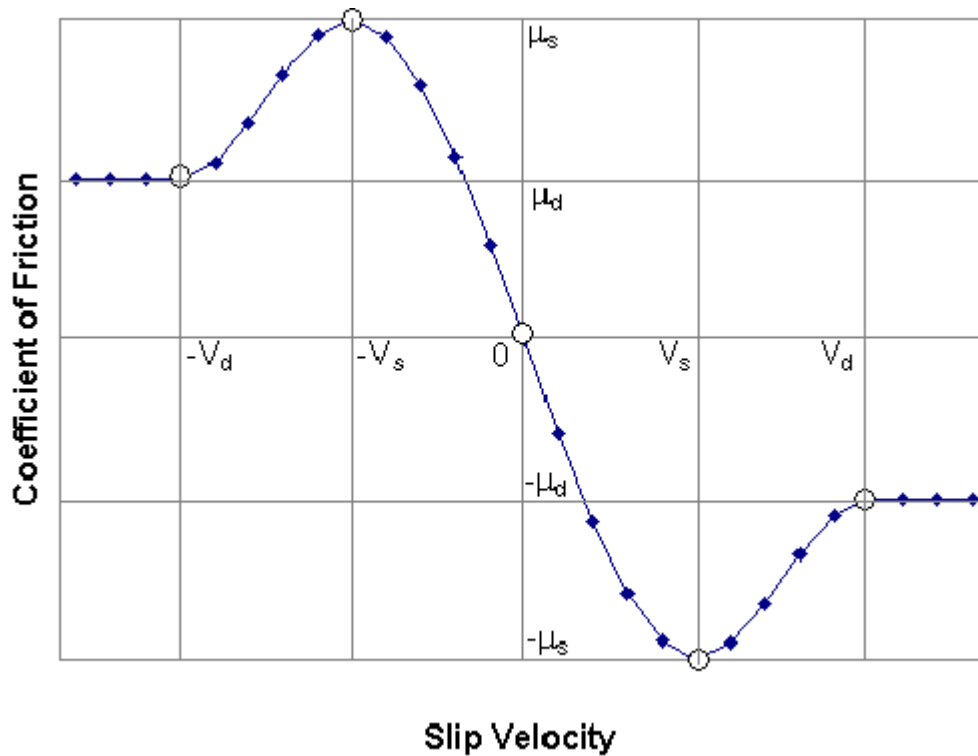


Figura B.2. Variación del coeficiente de rozamiento con la velocidad de deslizamiento.

De la figura anterior cabe destacar las siguientes conclusiones:

$$\begin{aligned} \mu(-V_s) &= \mu_s \\ \mu(V_s) &= -\mu_s \\ \mu(0) &= 0 \\ \mu(-V_d) &= \mu_d \\ \mu(V_d) &= -\mu_d \\ \mu(V) &= -\text{sign}(V) \cdot \mu_d \text{ para } |V| > V_d \\ \mu(V) &= -\text{step}(|V|, V_d, \mu_d, V_s, \mu_s) \cdot \text{sign}(V) \text{ para } V_s \leq |V| \leq V_d \\ \mu(V) &= -\text{step}(V, -V_s, \mu_s, V_s, -\mu_s) \text{ para } -V_s < V < V_s \end{aligned}$$

, donde:

- V: velocidad de deslizamiento en el punto de contacto.
- V_s : velocidad a la que el coeficiente de rozamiento alcanza el valor del coeficiente de rozamiento estático.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

- V_d : velocidad a la que el coeficiente de rozamiento alcanza el valor del coeficiente de rozamiento dinámico.
- μ_s : coeficiente de rozamiento estático.
- μ_d : coeficiente de rozamiento dinámico.

B2.2. Fuerza de contacto en dirección normal.

El solucionador de ADAMS permite utilizar dos modelos para calcular la fuerza normal en el contacto entre dos sólidos.

- Modelo de la función impacto.
- Modelo del coeficiente de restitución o de Poisson.

La fuerza que dan como resultado ambos modelos procede de una técnica de modelación que se utiliza en mecánica llamada regularización de la penalización, en el cual las restricciones (condiciones de contorno) son forzadas matemáticamente.

El contacto entre dos cuerpos rígidos requiere que los dos cuerpos no penetren el uno en el otro, teóricamente. La fuerza de contacto esta asociada a la aplicación de esta restricción. El manejo de estas condiciones de restricción auxiliares se realiza normalmente de dos maneras, ya sea mediante multiplicadores de Lagrange, o por regularización de la penalización.

Para los problemas asociados a los contactos el método de la regulación de la penalización tiene la ventaja de la simplicidad; no presenta ecuaciones adicionales ni introduce nuevas variables. Esto es particularmente útil en el tratamiento de contacto intermitente. Además, una formulación de la penalización es fácil de interpretar desde un punto de vista físico. Por ejemplo, la magnitud de la fuerza de reacción de contacto es igual al producto de la rigidez del material y la penetración entre los cuerpos en contacto, similar a la fuerza de un resorte.

Por estas razones, el solucionador de ADAMS utiliza una regularización de la penalización para hacer cumplir todas las restricciones del contacto. La desventaja de la regularización de la penalización, sin embargo, es que el usuario es el responsable de establecer un parámetro de penalización correspondiente, es decir, la rigidez del material. Además, un valor grande para la rigidez del material o parámetro de penalización puede causar dificultades de integración.

B2.2.1. Modelo de la fuerza de impacto.

La impenetrabilidad de los dos cuerpos que se acercan se mide con una función penetración g , donde un valor positivo de g indica que hay penetración. A continuación, se denota la magnitud de la fuerza de contacto normal como F_n , donde un valor positivo indica una fuerza de separación entre los dos cuerpos en contacto.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

Una forma simplificada de definir el modelo de la fuerza normal es:

$$F_n = K \cdot (g^e)$$

, donde:

- K es la rigidez y representa un parámetro de penalización.
- g representa la penetración de un sólido en el otro.
- e es el coeficiente que se aplica a la penetración. Toma valores entre 0 y 1 para sólidos poco rígidos y es mayor que 1 para sólidos más rígidos.

Por lo tanto, se debe seleccionar apropiadamente la rigidez K preservando al mismo tiempo la estabilidad de la solución.

El solucionador de ADAMS amplía la ecuación anterior incluyendo la relación entre la fuerza y la velocidad de la penetración, de modo que incluye el efecto de amortiguamiento entre los dos cuerpos. La forma general de la función de fuerza de impacto viene dado por:

$$F_n = K \cdot (g^e) + \text{step}(g, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) \cdot \frac{dg}{dt}$$

, donde:

- d_{\max} es el valor real positivo que toma la penetración, para el cual el coeficiente de amortiguación es máximo.
- c_{\max} es el valor máximo que toma el coeficiente de amortiguación.

También existe una versión extendida de la ecuación anterior:

$$\text{IMPACT} = \begin{cases} \text{Max}(0, k(x_1 - x)^2 - \text{STEP}(x, x_1 - d, c_{\max}, x_1, 0) * \dot{x}) & : x < x_1 \\ 0 & : x \geq x_1 \end{cases}$$

, donde:

- X es la distancia desde el centro de masas de un sólido y la superficie de contacto entre ambos.
- X_1 es la distancia del centro de masas de un sólido hasta su superficie.
- \dot{X} es la velocidad de penetración.

La siguiente figura muestra claramente como esta definida la penetración en la ecuación anterior.

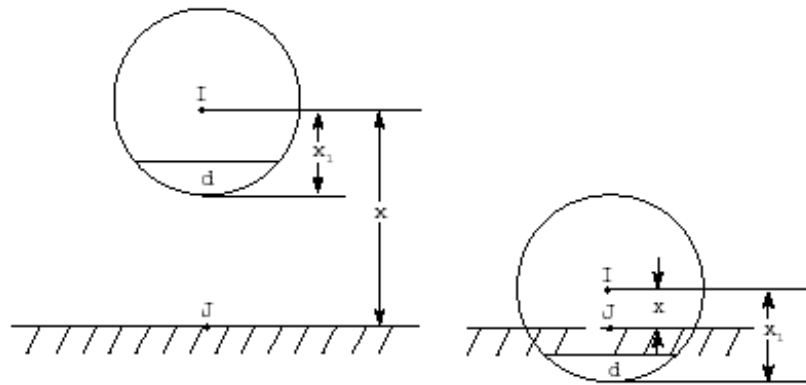


Figura B.3. Variación del coeficiente de rozamiento con la velocidad de deslizamiento.

De la figura y la ecuación anterior se debe tener en cuenta que:

- Cuando $X > X_1$, no hay penetración y la fuerza normal es cero.
- Cuando $X < X_1$, la penetración ocurre cerca del punto J siendo el valor de la penetración $X_1 - X$.
- Cuando el valor de la penetración es menor que la penetración máxima d, el coeficiente de amortiguamiento es una función cúbica de la penetración para evitar discontinuidades
- Cuando el valor de la penetración es mayor que la penetración máxima, el valor del coeficiente de amortiguamiento es máximo.

B.2.2.2. Modelo del coeficiente de restitución o de Poisson.

En el contexto de los problemas de los contactos desde un punto de vista dinámico, el modelo de Poisson es más consistente con las leyes de conservación de la energía. Si lo desea, puede proporcionar un coeficiente de restitución ϵ para modelar el contacto inelástico. En este caso, el modelo de Poisson calcula la fuerza de contacto normal como sigue:

$$F_n = p(\epsilon - 1) \left(\frac{dg}{dt} \right)$$

, donde ϵ es el coeficiente de restitución.

A continuación se presenta una tabla que muestra los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, y el coeficiente de restitución que aconseja utilizar el software ADAMS en función del material de los dos cuerpos en contacto.

Tabla B.1. *Coefficientes de rozamiento y de restitución.*

Material 1	Material 2	Coefficiente de rozamiento estático	Coefficiente de rozamiento dinámico	Coefficiente de restitución
Dry steel	Dry steel	0.70	0.57	0.80
Greasy steel	Dry steel	0.23	0.16	0.90
Greasy steel	Greasy steel	0.23	0.16	0.90
Dry aluminium	Dry steel	0.70	0.50	0.85
Dry aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Dry aluminium	Dry aluminium	0.70	0.50	0.85
Greasy aluminium	Dry steel	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Greasy aluminium	Dry aluminium	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy aluminium	0.30	0.20	0.85
Acrylic	Dry steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Dry aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Acrylic	0.20	0.15	0.70
Nylon	Dry steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Dry aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Acrylic	0.10	0.06	0.65
Nylon	Nylon	0.10	0.06	0.70
Dry rubber	Dry Steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry aluminium	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy aluminium	0.80	0.76	0.95



Dry rubber	Acrylic	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Nylon	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry rubber	0.80	0.76	0.95
Greasy rubber	Dry steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Acrylic	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Nylon	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry rubber	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy rubber	0.63	0.56	0.95

B3. Guía de buenas prácticas en la definición de los contactos.

A continuación se muestra una guía de buenas prácticas a llevar a cabo cuando se trabaja con contactos:

- **Valor del exponente de la ecuación de la fuerza:** utilizar un valor del exponente de la fuerza mayor que 2.1, ya que de acuerdo a los estudios hechos sobre diferentes diseños, el modelo corre mejor cuando se utiliza este valor. Sobre todo se debe evitar utilizar valores del exponente de la fuerza menores que 1, ya que estos valores pueden causar una discontinuidad que puede causar problemas a los integradores para resolver el problema.
- **Pasos en los que se hace la simulación:** el software permite simular utilizando un gran número de pasos y esto ayuda a la convergencia de la solución. Si se producen grandes desplazamientos o simulaciones entre dos pasos se pueden producir discontinuidades significantes.
- **Equilibrio:** es conveniente asegurarse de que el modelo diseñado se encuentra en equilibrio estático en la posición inicial. En caso de no ser así, se recomienda realizar la simulación en el modo equilibrio dinámico.
- **Pequeños espesores:** se debe tener muy en cuenta el espesor de los sólidos con el fin de introducir un valor adecuado de la penetración.



Modelado y Simulación de Mecanismos con Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento de Bolas

- **Rozamiento:** los calculos de la fricción entre dos superficies en contacto causan muchos problemas de convergencia, por ello se aconseja en la medida en que sea posible realizar una primera simulación sin introducir fuerzas de Coulomb, y posteriormente introducirlas incrementando los valores de las velocidades de deslizamiento y reduciendo los de los coeficientes de rozamiento.
- **Geometrías complicadas:** cuanto más complicada sea la geometría de los sólido en la superficie de contacto, más costosa será el cálculo computacional que el software necesitará para resolver el problema. Se recomienda por lo tanto simplificar al máximo la superficies de contacto.
- **Modelo de la fuerza normal:** es preferible utilizar el modelo del impacto ya que este modelo permite un mayor control sobre el comportamiento del contacto al marcar los parámetros que los definen. El modelo del coeficiente de restitución sólo se recomienda cuando se conoce dicho coeficiente y se desconoce el valor de los parámetros del contacto.
- **Orden de los contactos:** como ya se ha visto durante el presente proyecto, el orden en el que se definen los contactos pueden afectar al resultado de las simulaciones. Esto afecta tanto al orden en el que se seleccionan los sólidos, como a la secuencia que se sigue para realizar el modelado y definir los contactos.
- **Parámetros de los contactos:** se recomienda comprobar las masas y los momentos de inercia de cada parte del mecanismo y las velocidades a las que se mueven para asegurar que los parámetros de los contactos se han definido con los valores apropiados